



#### Rudolf DIESEL

(1858. - 1913.)

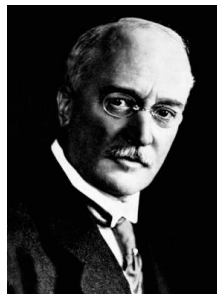
S odličjem je završio studij politehnike u Münchenu i zaposlio se kao inženjer za rashladnu tehniku u tvornici Linde. Potaknut Carnotovim procesom, i spoznajom da su za visokistupanj korisnosti potrebne visoke temperature, još se za vrijeme studija zanosio mislju o motoru s unutrašnjim izgaranjem, kod kojega bi se visokomkompresijom radnoga medija povećala ekonomičnost procesa.

**1893.** - Motor je po prvi puta proradio, uz zaglušnu grmljavinu, u *Laboratoriju*. Tvornicestrojova (kasnije MAN) u Augsburgu. Iste je godine Rudolf Diesel dobio **patent** za svoj izum.

**1895.** - Diesel je prvput javno prikazao svoj **motor s kompresijskim paljenjem**.

**1897.** - Prof. Schröter iz Münchena je na probnom stolu ispitao Dieselov motor, te je izmjerio snagu od **13.1 kW** kod **154 min<sup>-1</sup>** i specifičnu potrošnju goriva od **324 g/kWh**, čime je po ekonomičnosti ( $\eta_e \approx 26\%$ ) taj motor daleko nadmašio sve dotadašnje. Diesel je o svom motoru održao predavanje u Savezu njemačkih inženjera VDI (*Verein Deutscher Ingenieure*).

**1900.** - na velikoj *Svjetskoj izložbi* u Parizu, Rudolf Diesel je za svoj izum dobio Velikunagradu *Grand Prix*. 1. 1897. g., nakon dugogodišnjeg upornog Dieselova rada, i često puta zdvojne borbe protiv neimaštine i onih koji su mu htjeli ukrasti pronalazak, motor je napokon bio dovršen toliko da je mogao raditi bez zastoja tokom duljeg vremena. Međutim još je uvijek patio od niza nedostataka. Jedan nestrpljivi i zlobni trgovac rekao je tada da *.Dieselov motor sasvim dobro radi ako su uz njega stalno jedan monter iz Augsburga i jedan sveučilišni profesor.* Pritisnut neimaštinom i problemima pouzdanosti motora, Rudolf Diesel prodaje patentna prava na svoj motor tako gubi priliku da dalje sudjeluje u razvoju svoga životnog djela. Financijski se oporavio, ali ostaje psihički slomljen. Ulaže novac u naftonosna polja, trguje nekretninama, ulaže u tvornicu automobila, ali sve nažalost bezuspješno. 1913. je jasno da je bankrot pred vratima i Diesel se odlučuje na odlazak u smrt. Utopio se 20.9.1913. pri prijelazu u Englesku. Prije odlaska je svojoj obitelji tutnuo u ruke 30.000 maraka, posljednji ostatak nekadašnjeg velikog bogatstva.





### Robert BOSCH

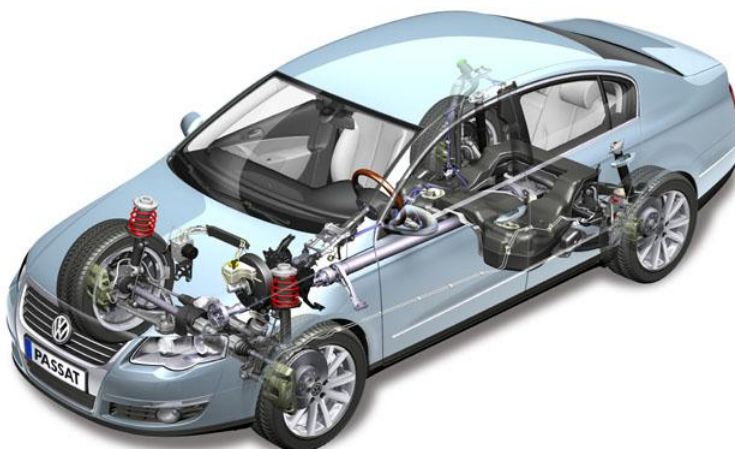
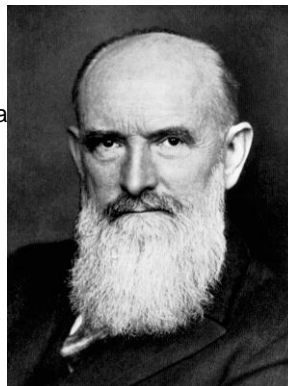
(1861. . 1942.)

Glavni nedostatak Diesellova motora bilo je upuhivanje goriva u cilindar s pomoćkomprimiranoga zraka, koje nije omogućavalo postizanje većih brzina vrtnje. Osim toga je i sama zračna pumpa bila vrlo velika i teška. Međutim, za gradnju malog motora za pogon vozila, jedino se znatnim povećanjem brzine vrtnje mogla postići dovoljno velika snaga, uz prihvatljivo mali ugradbeni volumen motora.

**1922.** Bosch je odlučio razviti uređaj za ubrizgavanje goriva u Diesellov motor. Tehnički uvjeti bili su tada već povoljni: postojala su iskustva s motorima s unutrašnjim izgaranjem, alatni strojevi su već bili vrlo razvijeni a mogla su se iskoristiti i znanja stečena pri proizvodnji pumpi za podmazivanje.

**1923.** su izrađene prve pumpe i počeli su pokusi na motoru. **1925.** je bio određen konačni oblik pumpe a **1927.** g. je započela **prva serijska proizvodnja** pumpi za ubrizgavanje goriva.

**1924.** godine je u tvornici Daimler Benz izrađen prvi teretni automobil pogonjem Diesellovim motorom kojega je proizvela tvornica MAN.





UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
**SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ**  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj



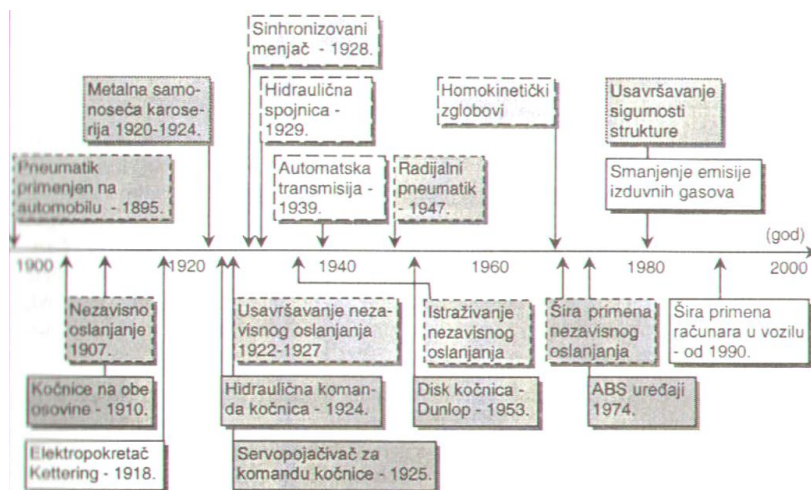
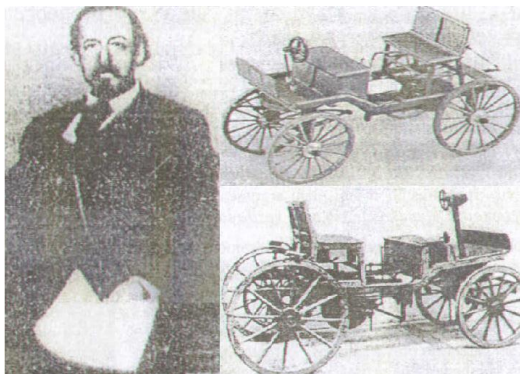
UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
**SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ**  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

#### Literatura je:

- Dacić S., Todorović M., Pikula B.: Osnove dinamike vozila – zbirka zadataka, Mašinski fakultet Sarajevo, 2008
- J. Todorović: "Ispitivanje motornih vozila", Mašinski fakultet Beograd, Beograd
- Č. Duboka: "Tehnologije održavanja vozila", Mašinski fakultet Beograd, Beograd
- D. Simić: "Dinamika motornih vozila", Naučna knjiga, Beograd
- S. Milidrag: "Konstrukcija motornih vozila I – Sistemi prenosa snage i transformacije obrtnog momenta savremenih motornih vozila", Mašinski fakultet Sarajevo, Sarajevo
- S. Milidrag: "Konstrukcija motornih vozila II – Sistemi kočnica motornog vozila", Mašinski fakultet Sarajevo, Sarajevo
- S. Milidrag: "Konstrukcija motornih vozila III – Sistemi elastičnog oslanjanja motornog vozila", Mašinski fakultet Sarajevo, Sarajevo



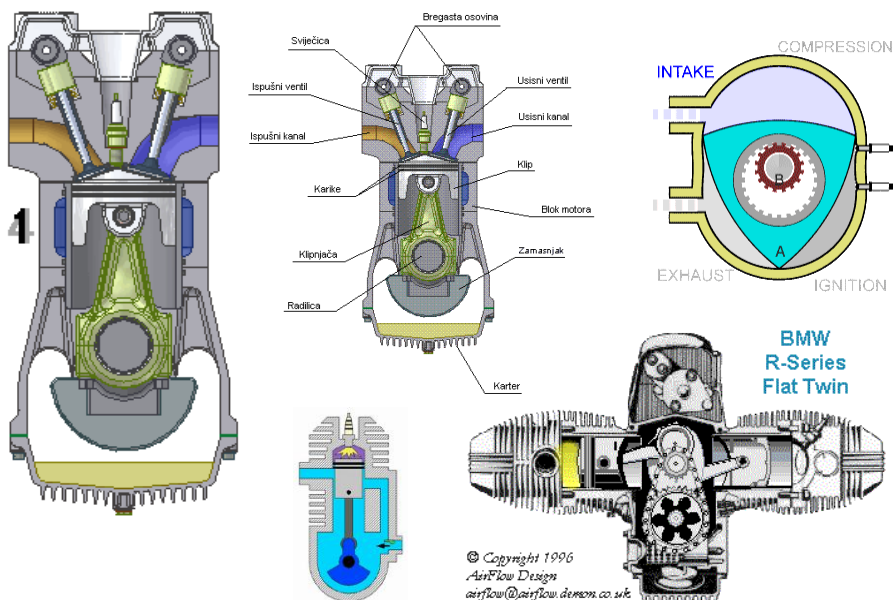
Mada se u javnosti smatra da su Dajmler i Benc prvi konstruktori automobila prema raspoloživim podacima prva vozila opremljena motorom sa unutrašnjim sagorjevanjem su se pojavila čak 10 godina ranije. U periodu od 1874 – 78 Zigfrid Markus je u Austriji konstruisao i isprobao svoj drugi automobil koji je sačuvan i nalazi se u Politehničkom muzeju u Beču *slika*. Zbog Jevrejskog porijekla Nacistička propaganda je njegove pronalaskе benzinskog motora i automobila prečutkivala.







UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj



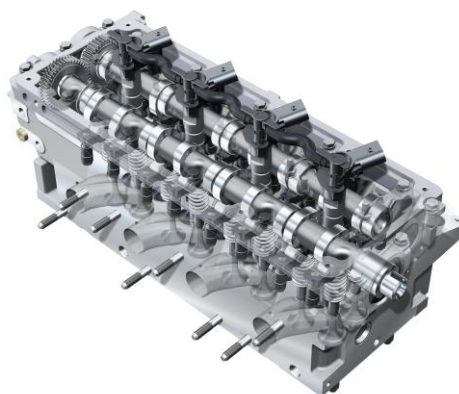
UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

## Mehanika motora

- Glava motora
- Aluminijska silicijum

legura

- 4-ventilska tehnika
- Klackalica sa točkićem
- Princip poprečne struje
- Ležajni okvir

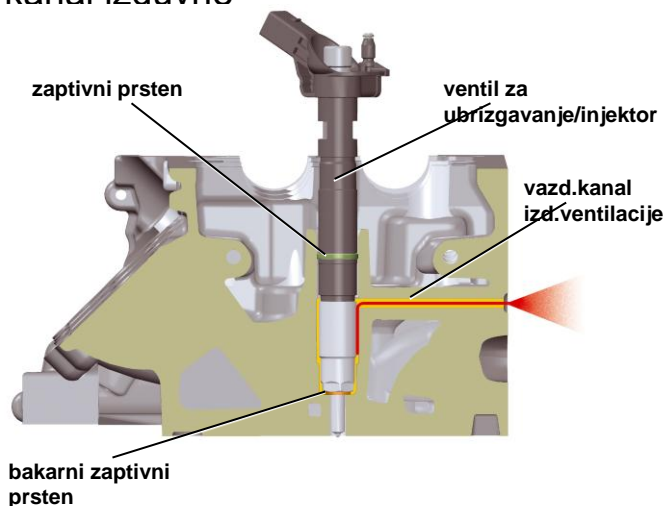




UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Dobo

## Mehanika motora

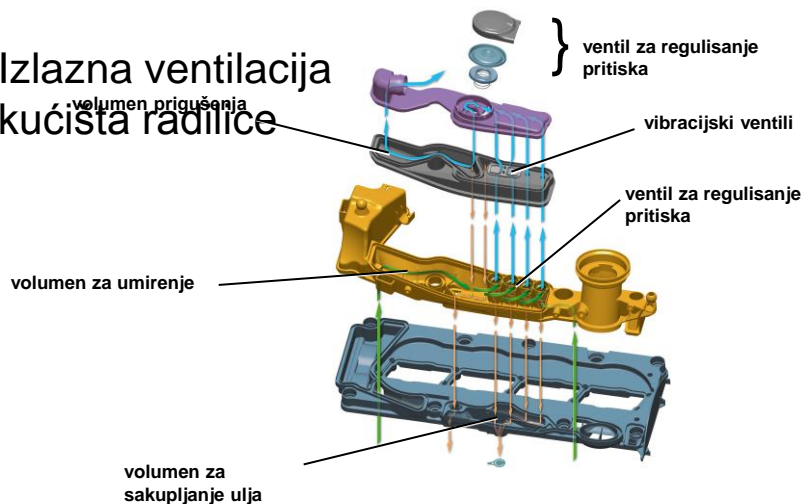
- Vazdušni kanal izduvne ventilacije motora



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Dobo

## Mehanika motora

- Izlazna ventilacija kućišta radilice

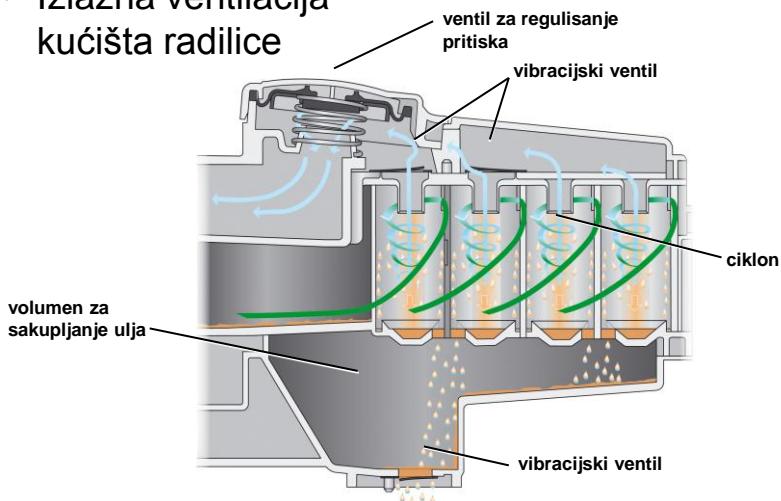




UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboje

## Mehanika motora

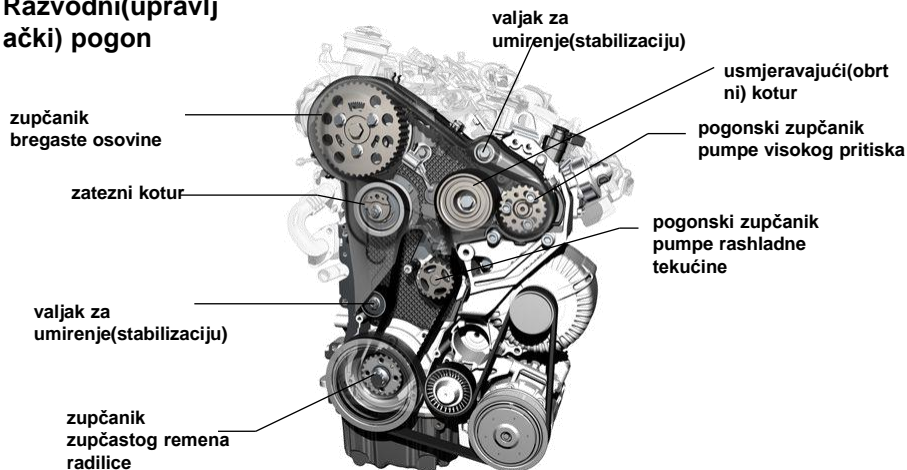
- Izlazna ventilacija kućišta radilice



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboje

## Mehanika motora

Razvodni (upravljajući) pogon

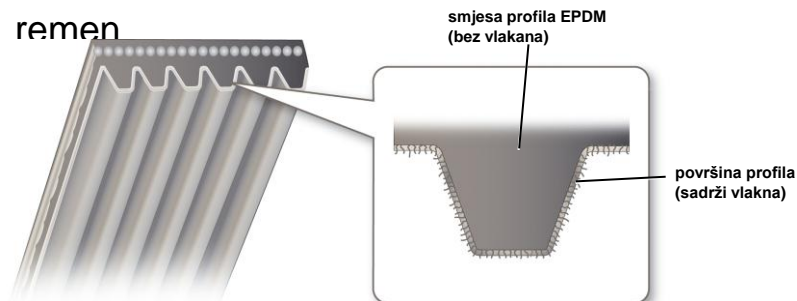




UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Dobo

# Mehanika motora

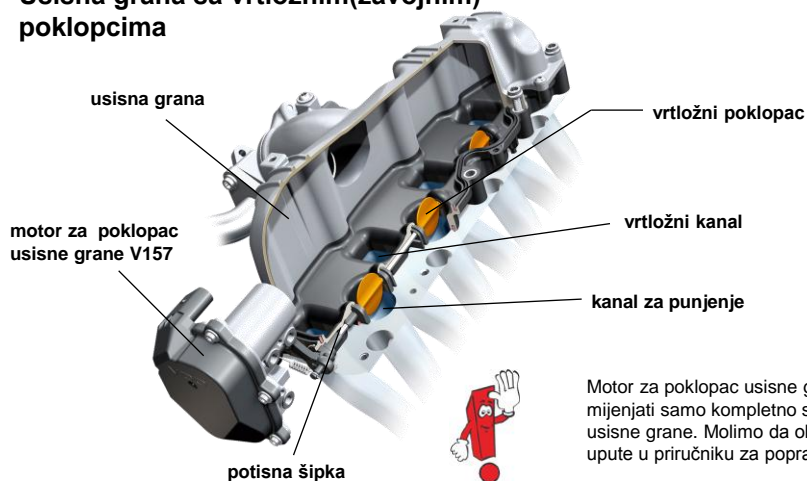
- Klinasto rebrasti remen



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Dobo

# Mehanika motora

Usisna grana sa vrtložnim(zavojnim) poklopcima



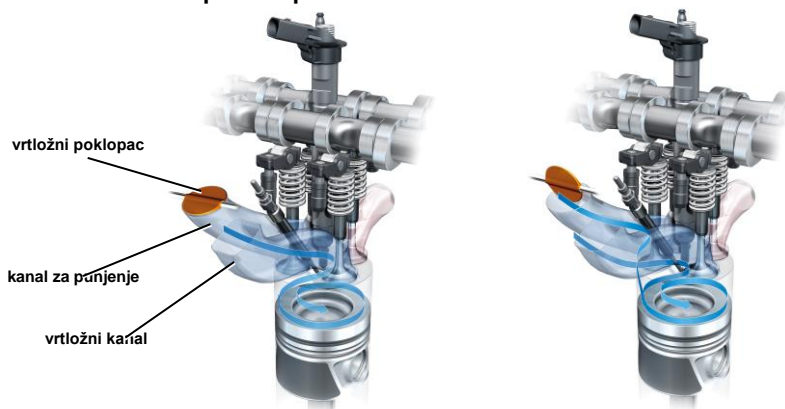
Motor za poklopac usisne grane treba mijenjati samo kompletno sa donjim dijelom usisne grane. Molimo da obratite pažnju na upute u priručniku za popravku!



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

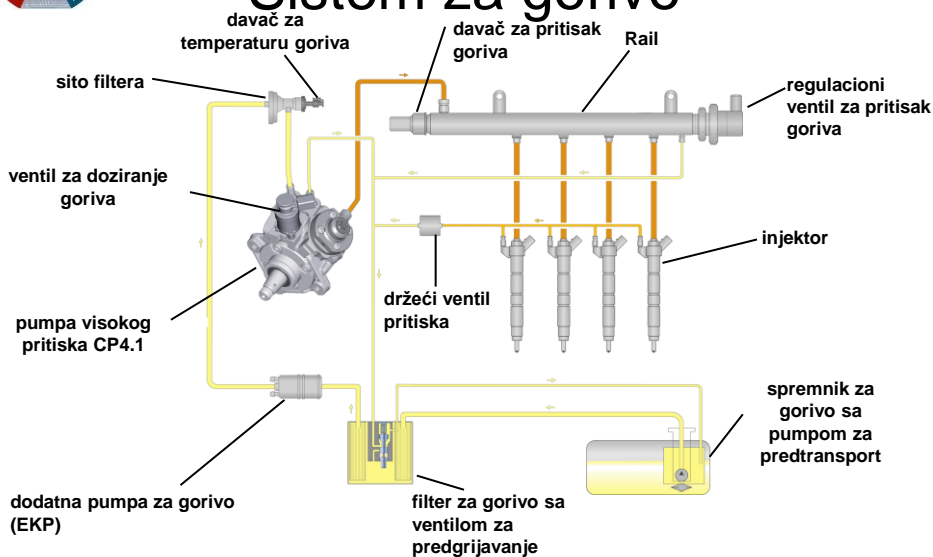
## Mehanika motora

- Usisna grana sa vrtložnim poklopcima



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

## Sistem za gorivo







## Sistem za gorivo

- Common Rail-pumpa visokog pritiska CP4.1

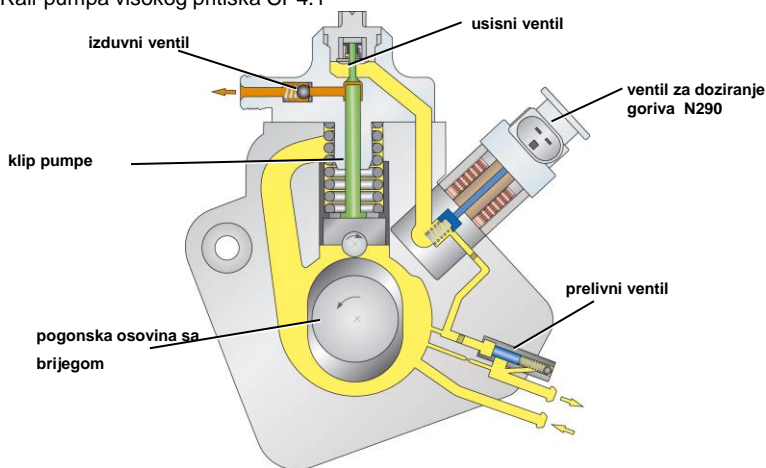


- **Proizvođač:** Bosch
- **Stvaranje pritiska do 1800 bari**
- **1-verzija sa klipom visokog pritiska sa koturima/pogonom duplih bregova**
- **električna predtransportna pumpa**



## Sistem za gorivo

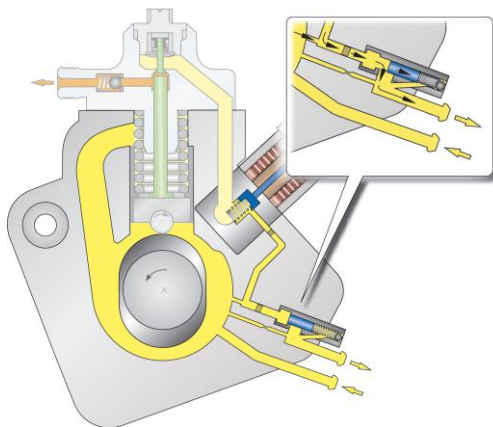
- Common Rail-pumpa visokog pritiska CP4.1





## Sistem za gorivo

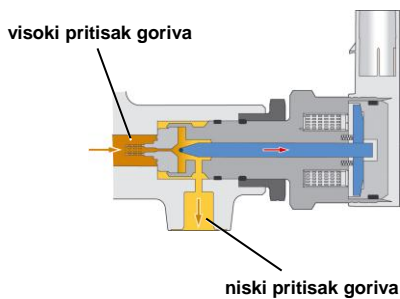
- Common Rail-pumpa visokog pritiska CP4.1
- Prelivni ventil



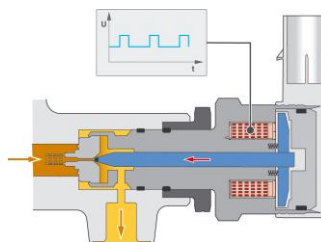
## Sistem za gorivo

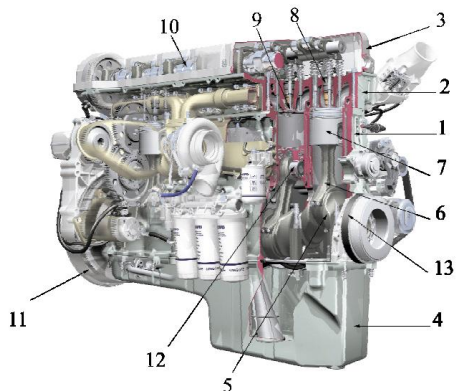
- N276 Regulacioni ventil za pritisak goriva

**Ventil bez struje**



**Ventil pokrenut**

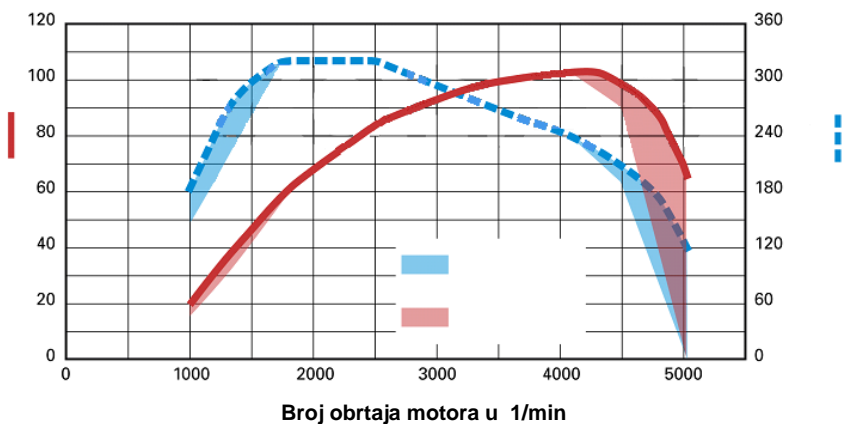




Osnovni dijelovi motora su: cilindarski blok (1), cilindarska glava (2), poklopac cilindarske glave (3), karter (4), kolenasto vratilo (radilica) (5), klipnjača (6), klip (7), brizgaljka (8), ventil (9), bregasto vratilo (10), zamajac (11), osovina (12), kaišni prenosnik (13).



### Dijagram snage/obrtnog momenta





UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj





Tovarni sanduci predstavljaju prostor za smeštanje tereta koji može biti delimično ili potpuno zatvoren čvrstim materijalom (drvenom, metalnom konstrukcijom i sl.) ili mekim (deformabilnim) zaštitnim materijalom (ciradnim platnima sl.). Postoji podela tovarnih sanduka na one sa fiksnim i one sa pokretnim stranicama, a značajna je i mogućnost podizanja tovarnog prostora, posebno kod transporta rasutih tereta. Posmatrajući jedno teretno vozilo sa sandukom, može se uočiti više mogućih modifikacija samog sanduka. U cilju zaštite transportovane robe, na određene tipove sanduka se postavlja ciradno platno



*Zaštita transportovane robe postavljanjem ciradnog platna*



*Tovarni sanduk sa pomičnim krovom i bočnom ciradom*



*Poluprikolica sa funkcijom samoistovara – kiper*





Bočne strane se mogu vertikalno podići, a zadnja strana se može zaokrenuti oko oslonaca na gornjem delu konstrukcije. Unutar poluprikolice se nalazi i unutrašnja pokretna pregrada koja je namenjena:

- ubrzavanju i olakšavanju procesa istovara tereta sa zadnje strane,
- sabijanju tereta i
- ostvarivanju ravnomernog opterećenja poluprikolice.



*Poluprikolica „Pushing Floor“*



Neki od tipova tovarnih sanduka sa hidrauličnom platformom koji su namenjeni podizanju tereta od nivoa podloge do nivoa sanduka prikazani su na slikama



*Primeri hidraulične podizne platforme*



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj



*Mehanizovana nadgradnja sa brzim otvaranjem stranica*



*Nadogradnja u koju se mogu montirati stalaže*



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

Primena stalaža se može objasniti i potrebom da se na efikasan način odgovori na problem transporta tereta koji ima malu masu, a koji zauzima veliki prostor. Takođe, njihovom primenom se može ostvariti zbirni transport, kada je transportovani teret različitih visina i različitih oblika.



*Dvospratna (Double Deck) poluprikolica*



Utovar i istovar tereta se često obavljaju pomoću viljuškara. Osnovni problem koji se u tom slučaju javlja jeste potreba za postojanjem viljuškara na mestima na kojima se vrši manipulacija teretom. Većina viljuškara je po svojim gabaritnim dimenzijama i masi nepogodna za zajednički transport sa teretom. Kao rešenje ovog problema *Palfinger* je patentirao mali montažni viljuškar. Njegova ukupna masa je u granicama od 1,5 do 2,1 t. Tokom transporta viljuškar je u rasklopljenom položaju postavljen ispod priključnog vozila



*Prenosni rasklopivi viljuškar*



Kod transporta praškastih materijala poluprikolice nisu paralelne podlozi već zaklapaju određeni ugao u odnosu na tlo. Na donjem delu se nalazi taložnik, tj. sabirni sud, čija je funkcija da preko cevovoda odvodi mehaničke elemente iz rezervoara.



*Cisterna za transport praškastih materijala*



Rinfuzeri predstavljaju cisterne sa vertikalnim rezervoarima a namenjeni su za prevoz rasutih materijala (koncentrovana stočna hrana, žitarice, kukuruzno brašno i sl.). Prednost njihovog korišćenja je u isključenju troškova pakovanja robe u vreće. Takođe se njihovim korišćenjem značajno smanjuje vreme utovara i istovara. Zapremina rinfuzera je najčešće u rasponu od 13 do 19 m<sup>3</sup>. Utovar i istovar se ostvaruje preko kompresora i odgovarajućih cevovoda.



*Cisterna rinfuzer*



*Furgon za dostavu robe*



*Furgon za transport nameštaja*

Za prevoz hleba i peciva koriste se specijalna vozila. Njihovi kapaciteti su različiti, pa tako u Zastavinom programu postoje nadgradnje za prevoz 72, 96, 128 i 160 korpi. Unutrašnji deo nadgradnje obložen je poliesterom otpornim na abrazivnu sredinu slane pare. Za nanošenje korpi služe police izrađene od standardnih aluminijumskih profila.



Hladnjače predstavljaju transportna vozila, tipa furgona, koja obezbeđuju zahtevanu temperaturu u tovarnom prostoru

Hladnjače predstavljaju transportna vozila, tipa furgona, koja obezbeđuju zahtevanu temperaturu u tovarnom prostoru



*Tegljač sa poluprikolicom hladnjačom i poluprikolica hladnjača*



Tovarni prostor hladnjače se može podeliti gredama na polovine. Kada nisu u funkciji, grede su provučene ispod krova. Vreme koje je potrebno za njihovo postavljanje se kreće u rasponu od 3 do 7 minuta. Kvalitet vršenja osnovne funkcije hladnjače se opisuje preko  $k$ -vrednosti koja predstavlja koeficijent propuštanja toplote. Njegova potrebna vrednost se nalazi u rasponu od 0,28 do 0,4. Prilikom izbora hladnjače značajna je i vrednost potrebnog vremena hlađenja. Tako na primer za hlađenje sa  $+30$  na  $-20^{\circ}\text{C}$  potrebno je između 4 i 6 časova. Maksimalna granična propisana vrednost iznosi 6 časova. Vodeći proizvođači rashladnih sistema za upotrebu u transportnim sredstvima (tzv. hladnjačama) su *Carrier* i *Thermo King*.







UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

Damperi, ili kiperi velikog kapaciteta za rad van puteva, više liče na građevinsku mehanizaciju nego na teretna vozila. Koriste se isključivo u teškim uslovima eksploatacije van puteva, kao što su otvoreni kopovi rudnika, kamenolomi i slično (velika količina prašine i teško pristupačni tereni). Transportovani rasuti teret može se istovarivati sa strane i/ili prema zadnjem delu vozila, što se uvek dodaje kao karakteristika uz naziv vozila. Među najpoznatijim proizvođačima ovih teških transportnih vozila su *Liebherr*, *Caterpillar*, *Komatsu*, *Peterbilt* i *Hitachi*.



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

Transport građevinskih mašina se najčešće ostvaruje korišćenjem poluprikolica. Jedna od njih je prikazana na slici. Ova poluprikolica je opremljena vazдушnim oprugama. One omogućavaju da se tovarna platforma u odnosu na standardnu visinu od 92,5 cm od podloge spusti ili podigne za 10 cm. Maksimalna korisna nosivost iznosi 75,9 t. Utovar i istovar se ostvaruju pomoću dve hidraulične rampe koje se nalaze na zadnjoj strani poluprikolice. Konstrukciona rešenja mogu biti različita. Transport se može ostvariti kombinacijom tegljača i poluprikolice ili prikolice različitih dimenzija.



*Poluprikolica sa pet osovina*



Transport tereta veće dužine (cevi, stabala...) može se ostvariti na taj način što se teret jednim svojim krajem oslanja na vučno, a drugim na priključno vozilo. U tom slučaju teret ima ulogu veze između vučnog i priključnog vozila.



Teretno vozilo za prevoz izolovanih cevi



Vozila za prevoz živih životinja su namenjena za prevoz krupnih ili sitnih životinja. Kompletan nadgradnja izvedena je od standardnih profilisanih kutijastih nosača. Sa prednje strane nadgradnje postavljen je zaštitni lim, koji štiti životinje od čeonog udara pri prevozu. Utovar i istovar životinja može se vršiti preko zadnjih dvokrilnih ili bočnih vrata, a može se koristiti spoljna ili sopstvena utovarno-istovarna rampa.



Vozilo za prevoz stoke



Vozilo za prevoz oštećenih vozila opremljeno je nadgradnjom za utovar i prevoz oštećenih vozila. Utovar i istovar se ostvaruju elektrovitlom, koje poseduje čelično uže i kuku, ili dizalicom (što se vidi na slici). Upravljanje dizaličnim mehanizmima se ostvaruje pomoću komandne table koja se nalazi na bočnoj strani šasije. Platforma na koju se postavlja oštećeno vozilo, zbog olakšanja procesa utovara i istovara, poseduje mogućnost pomeranja i promene nagiba.



Vozilo za prevoz oštećenih vozila



Samoutovarivač se koristi za postavljanje, uklanjanje, prevoz i pražnjenje kontejnera, u kojima se odlažu sekundarne sirovine, hartija, biljni otpad iz parkova i drugi otpadni materijali manje specifične težine. Specijalna tovarna platforma napravljena je od čvrstih čeličnih profila i pokrivena čeličnim limom. Kontejneri predstavljaju posebne celine i međusobno se razlikuju po obliku i dimenzijama. Tako jednom vozilu može odgovarati više različitih tipova kontejnera. Utovar, istovar i pražnjenje kontejnera se ostvaruju primenom hidrocilindara.



Samoutovarivač



Vozila sa mešalicom za beton se primenjuju za transport betona od fabrike betona (pogona za proizvodnju betona) do građevinskog objekta. Specifičnost njene eksploatacije je u zahtevu da beton zadrži svoje karakteristike tokom transporta. Zbog toga je potrebno da se nadgradnja, betonska mešalica, tokom transporta okreće. Dato kretanje se ostvaruje pogonom sa motora vozila ili sa dodatnog pogona. Takođe je neophodno i dodavanje aditiva koji treba da spreče očvršćavanje betona.



Kamion mešalica za beton



Kamion sa pumpom za transport betona



Kamioni sa dizalicom su namenjeni za utovar i istovar različitih vrsta tereta: građe, cevi, otpadnog materijala... U najvećem broju slučajeva to je klasičan kamion sa skraćenim sandukom i dizalicom. Dizalica je postavljena između kabine i tovarnog prostora koji je u odnosu na standardne dimenzije najčešće skraćen. Na bočnim stranama ugrađena su dva stabilizatora za bezbedniji utovar tereta. Stabilizatori su, zbog uslova stabilnosti od prevrtanja kamiona, najčešće postavljeni u oblasti gde je postavljena i dizalica (prednji deo kamiona).



Kamion sa dizalicom



Kontejnerski kamioni se koriste za transport kontejnera. Uprilogu 5 „Kontejneri – dimenzije“ date su standardne dimenzije kontejnera

Tokom transporta je neophodno ostvariti krutu vezu kontejnera sa vozilom, kao i međusobnu vezu kontejnera ukoliko se više njih transportuje jednim vozilom. U tom cilju se koriste sledeći elementi: • ugaoni elementi – hvatači, • elementi za međusobnu vezu kontejnera, • elementi za učvršćivanje tereta u kontejneru, • uređaji za učvršćivanje i vezivanje kontejnera za platformu vozila.



Pretovar kontejnera sa voza na kontejnersku poluprikolicu



Pošto se kontejneri mogu transportovati svim vidovima transporta, značajna je procedura njihovog pretovara sa transportnih sredstava jednog vida na transportna sredstva drugog vida. Utovar, istovar i pretovar kontejnera se najčešće vrši pomoću ramne dizalice, auto-dizalice. Date operacije se mogu vršiti samo manipulacijom kontejnerom ili manipulacijom celokupnom prikolicom, koja je kruto vezana za kontejner.



Utovar kontejnera auto-dizalicom na kontejnersku poluprikolicu





Poseban slučaj su kamioni namenjeni za transport izmenljivih transportnih sudova i kontejnera. Na ovim kamionima se nalaze posebni nosači i mehanizmi kojima se izmenljivi transportni sudovi pričvršćuju za šasiju kamiona. Vozilo je opremljeno vazдушnim ogibljenjem, što omogućava spuštanje šasije. Na taj način kamion može da utovari ili istovari izmenljivi transportni sud bez pomoći dizalice.



Kamion za transport izmenljivih transportnih sudova i kontejnera



Noga izmenjivog transportnog suda u rasklopljenom i sklopljenom stanju





UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

*Kod nekih vozila funkciju okvira u potpunosti preuzima karoserija i na sebe preuzima sva opterećenja koja se javljaju pri kretanju. Ovakve konstrukcije nazivaju se samonoseće karoserije.*



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

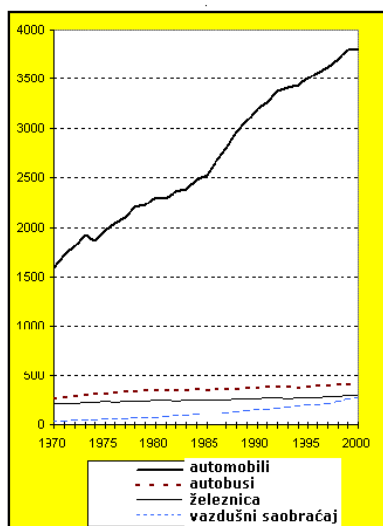




*Kod nekih vozila funkciju okvira u potpunosti preuzima karoserija i na sebe preuzima sva opterećenja koja se javljaju pri kretanju. Ovakve konstrukcije nazivaju se samonoseće karoserije.*

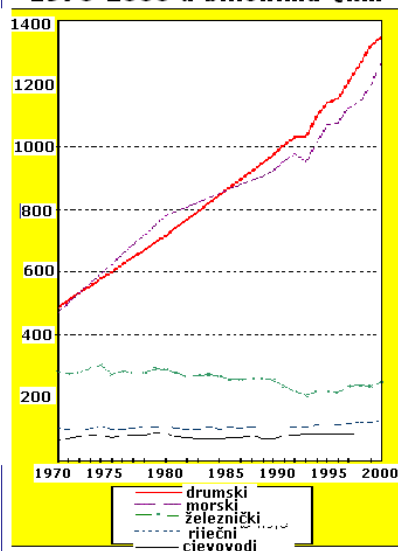


**Prevoz putnika u EU za  
osnovne vidove transporta  
1970-2000 u bilionima pkm**

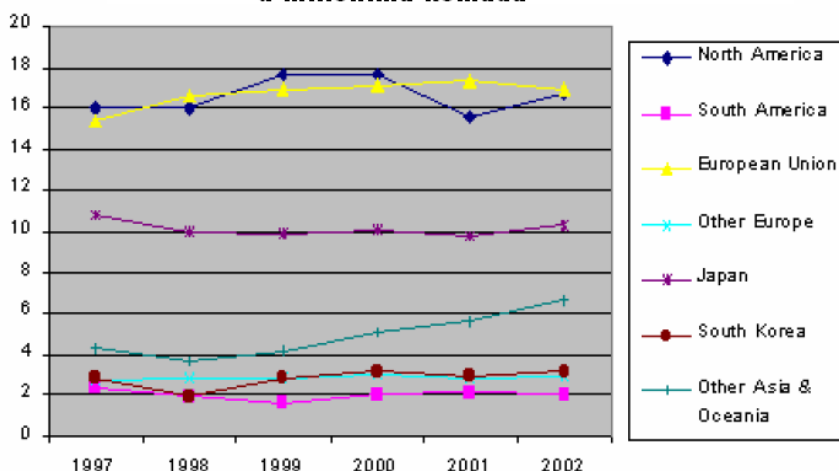




**Prevoz roba u EU za  
osnovne vidove transporta  
1970-2000 u bilionima tkm**



**Proizvodnja motornih vozila u svijetu po regionima  
u milionima komada**





### Značaj motornih vozila

- značajan faktor ukupne svjetske ekonomije,
- veliki uticaj na razvoj nauke i tehnike,
- značajan faktor kvaliteta života,
- veliki uticaj na potrošnju energenata,
- veliki uticaj na čovjekovu sredinu.



## Klasifikacija vozila

Prema sredini u kojoj se kreću:

- kopnena vozila,
- plovna vozila,
- zračna vozila,
- vasijska vozila.



## Klasifikacija vozila

Prema načinu pogona vozila:

- vozila sa motornim pogonom,
- vozila sa mišićnim pogonom,
- vozila bez pogona (priključna vozila).





## Klasifikacija vozila

Prema osnovnim karakteristikama eksploatacije kopnena vozila mogu se podijeliti na:

- šinska vozila,
- putna (drumska, cestovna) vozila,
- terenska (vanputna) vozila,
- vozila unutrašnjeg transporta,
- radne mašine (poljoprivredne, šumarske, građevinske, rudarske itd.).



## Klasifikacija vozila

Prema namjeni kopnena vozila se mogu podijeliti na:

- vozila za prevoz putnika,
- vozila za prevoz tereta,
- vozila za izvođenje specijalnih radova,
- vojna vozila.



## Klasifikacija vozila

Prema načinu kontakta vozila sa tlom vozila se mogu podijeliti na:

- vozila sa točkovima,
- vozila sa gusjenicama,
- vozila sa saonicima.



## Klasifikacija vozila

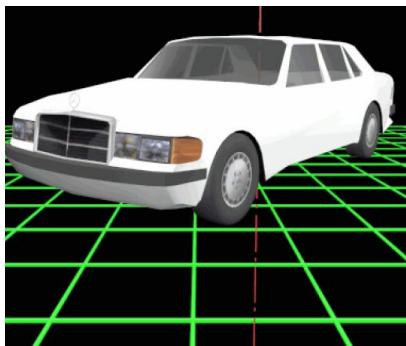
Vozila sa točkovima mogu se dalje podijeliti prema broju točkova na:

- vozila sa dva točka,
- vozila sa tri točka,
- vozila sa četiri točka,
- vozila sa više točkova.



## Predmet izučavanja

U okviru predmeta, težište izučavanja odnosi se na tipična putna i vanputna vozila sa sa najmanje 4 točka i motornim pogonom, dakle na automobile. Značajan dio izučavanja važi ipak i za druga kopnena vozila a neka od njih čak i za sva vozila.



DINAMIČKI  
PROBLEM





## POJEDNOSTAVLJENJE DINAMIČKOG PROBLEMA

Tipično vozilo sa četiri točka ima u najjednostavnijem posmatranju pet pojedinačnih masa koje su međusobno elastično povezane preko sistema oslanjanja. Ako ovih pet masa pojednostavljeno posmatramo kao čvrsta tijela ima svako od njih šest sloboda kretanja ( tri translatorne i tri rotacione slobode), što znači da je ukupan broj sloboda 30. Za opisivanje kretanja vozila potrebno je 30 diferencijalnih jednažbi od kojih su mnoge međusobno ovisne.

Ako se uzmu u obzir i druge mogućnosti kretanja vozila koje su posljedica masa vozača, putnika, tereta, te kretanja pogonskog sistema (motor, spojnica, mjenjač, zglobovno vratilo, pogonski most, poluvratila itd.), broj diferencijalnih jednažbi se dalje jako povećava.



## POJEDNOSTAVLJENJE DINAMIČKOG PROBLEMA

Da bi se ovako definirani dinamički problem dalje pojednostavio zanemarujemo neka moguća a za praktične probleme manje važna kretanja elemenata vozila.

Koristeći dalje simetriju vozila, kada je to moguće, i zanemarujući uticaje masa koje ne utiču bitno na razmatrani problem možemo još više pojednostaviti dinamički problem kretanja vozila.

Sljedeća pojednostavljenja moguća su izborom najpogodnijeg koordinatnog sistema za rješavanje razmatranog parcijalnog problema.



## A) TEORIJA MOTORNIH VOZILA – MEHANIKA VOŽNJE (STATIKA / KINEMATIKA / DINAMIKA)

- A.1 POGON VOZILA
- A.2 VUČNE KARAKTERISTIKE
- A.3 OSNOVE TEORIJE KOČENJA
- A.4 STABILNOST VOZILA
- A.5 UPRAVLJANJE AUTOMOBILOM



### A.1 POGON VOZILA

Kretanju vozila odupiru se određeni otpori, koje pogon vozila mora savladati. Istovremeno, performanse vozila ograničene su karakteristikama prijanjanja točkova i podloge.

Pogonske sile moraju biti jednake ili veće od svih **otpora vožnje** koji djeluju na vozilo. Istovremeno, pogonske sile moraju biti manje od ili jednake maksimalnim **silama prijanjanja**.

Na performanse ne **utiče** samo **maksimalna snaga** motora već i ponašanje u **uslovima djelomičnog opterećenja** i pri **različitim režimima rada**.

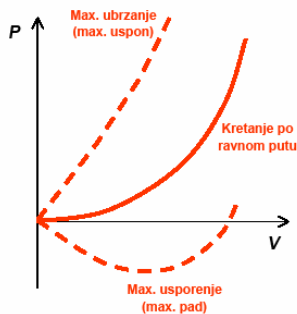
Sve to su **uslovi** za ispravan **izbor** pogonskog agregata za svaki pojedini tip vozila (putničko/teretno/građevinsko ili **drumsko/terensko**).





## A.1 POGON VOZILA

Zahtjevi koje vozilo **mora** ispuniti – univerzalna karakteristika vozila :



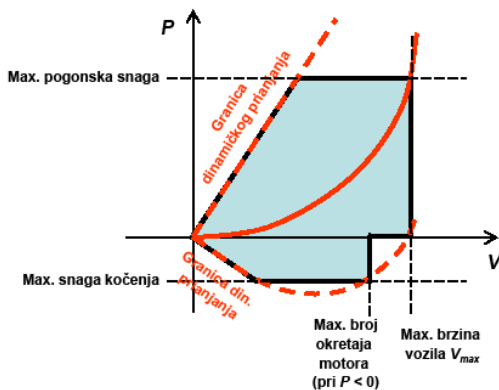
$P$  ... Snaga dovedena točku [W]  
 $V$  ... Brzina vozila [m/s]

Prilikom vožnje na nizbrdici  
pogonski agregat može usporavati  
vozilo, na račun gubitaka snage na  
trenje i pumpe.



## A.1 POGON VOZILA

Zahtjevi koje pogonski agregat **može** ispuniti –  
modificirana univerzalna karakteristika vozila :





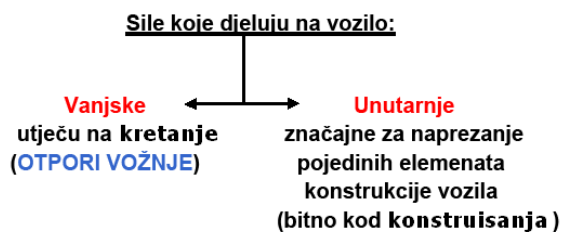
## A.1 POGON VOZILA

- A.1.1 Otpori vožnje**
- A.1.2 Vučne sile**
- A.1.3 Bočne sile**
- A.1.4 Vertikalne sile**
- A.1.5 Raspodjela opterećenja na osovine i točkove**
- A.1.6 Mogućnost realizacije performansi**
- A.1.7 Utjecaj bočnih sila na preraspodjelu opterećenja**



### A.1.1 OTPORI VOŽNJE

Pogon vozila mora osigurati **vučnu silu** i **brzinu** koju želimo realizirati. Vučna sila kompenzira otpore vožnje.





### A.1.1 OTPORI VOŽNJE

Ukupni otpori vožnje sastoje se od:

- a) Otpora prilikom vožnje konstantnom (najvećom) brzinom po ravnoj horizontalnoj cesti, bez protu-vjetera.
- b) Otpora vožnje na usponu, u zavoju, prilikom ubrzavanja pri vožnji protiv vjetera, itd.

Ti otpori uključuju:

- a)
  - Otpor kotrljanja ( $R_k$ )
  - Otpor zraka ( $R_z$ )
  - Otpor **prenosa** snage ( $R_t$ ) – mehanički gubici u transmisiji
- b)
  - Otpor **uspone** ( $R_u$ )
  - Otpor ubrzanja, tj. inercije ( $R_i$ )
  - Otpore u zavoju



### A.1.1 OTPORI VOŽNJE

- Otpor kotrljanja ( $R_k$ )
- Otpor zraka ( $R_z$ )
- Otpor **prenosa** snage ( $R_t$ ) – mehanički gubici u transmisiji
- Otpor penjanja ( $R_p$ )
- Otpor ubrzanja, tj. inercije ( $R_i$ )
- Otpori u zavoju

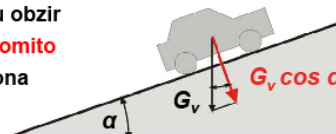


### A.1.1.1 OTPOR KOTRLJANJA

Dio **točka** u dodiru s podlogom **deformiše** se prilikom vožnje – otpor koji predstavlja rad utrošen na deformaciju:

$$R_k = f_k G_v \cos \alpha$$

Prilikom vožnje na usponu, uzima se u obzir samo onaj dio sile teže, koji djeluje **okomito na podlogu** → povećanjem **ugla** uspona otpori kotrljanja smanjuju se !



$f_k$  ... Koeficijent otpora kotrljanja,  $f_k = f_k(p, V)$

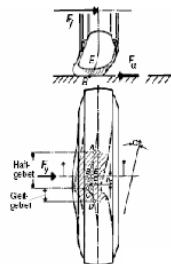
$G_v = m_v g$  ... Ukupna težina vozila (prazno vozilo + opterećenje)

$\alpha$  . Ugao uspona podloge

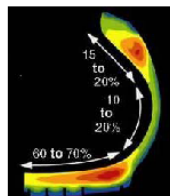


### A.1.1.1 FORMIRANJE OTPORA KOTRLJANJA

Otpor kotrljanja posljedica je **deformacije na mjestu kontakta kotača i podloge** → energija goriva troši se na defromaciju i zagrijavanja **točka**



Presjek točka prilikom deformisanja (**crveno** – najviše zagrijani dijelovi, **plavo** – hladni dijelovi)



Koliki postotak ukupne energije goriva se troši na savladavanje otpora kotrljanja?

Od **< 10%** (skuteri i mopedi) do **65%** (**teško opterećeni** kamioni tegljači).



### A.1.1.1 FORMIRANJE OTPORA KOTRLJANJA

Deformacije na mjestu kontakta **točka** i podloge :

- Cestovna vozila - dominira deformacija pneumatika
- Terenska vozila - dominira deformacija podloge

Otpori trenja u ležajevima **točka** zanemarivi (  $< 1\%$  ).

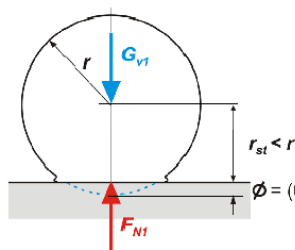
Dva različita modela opisuju formiranje otpora kotrljanja:

- A. Tvrda cesta – meki **točak**
- B. Mekana podloga – tvrdi **točak**



#### A.1.1.1 MODEL A : Tvrda podloga – Meki **točak**

Mirovanje :



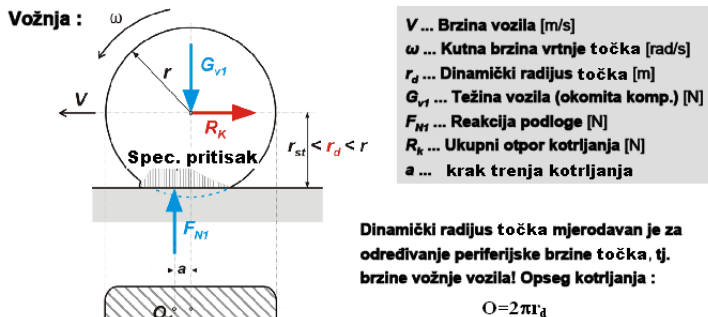
$r$  ... Radijus nedeformisanog točka (m)  
 $r_{st}$  ... Statički radijus točka (m)  
 $\phi$  ..Deformacija točka (m)  
 $G_{v1}$  Težina vozila na osi točka (N)  
 $F_{N1}$  Reakcija podloge (N)

Deformacija točka  $\phi$  opada s porastom pritiska u gumi. Ako je guma jako napumpana:  $\phi \rightarrow 0$ . Porastom  $\phi$  raste otpor kotrljanja (loše) ali raste i udobnost vožnje (dobro).





### A.1.1.1 MODEL A : Tvrdna podloga – Meki točak



Da bi se točak mogao okretati na osovini mora djelovati sila  $R_k$  :

$$R_k r_d = F_{N1} a \rightarrow R_k = F_{N1} \frac{a}{r_d} = G_{v1} \frac{a}{r_d}$$



### A.1.1.1 MODEL A : Tvrdna podloga – Meki točak

$$R_k : r_d = F_{N1} : a \rightarrow R_k = F_{N1} \frac{a}{r_d} = G_{v1} \frac{a}{r_d}$$

- Težimo smanjiti težinu vozila  $G_v$ , jer se time smanjuje i  $R_k$ , a posredno i potrošnja te emisija štetnih gasova
- Porastom  $r_d$  pada  $R_k$ , tj. vozilo lakše savladava neravnine kolnika.
- Rastom udaljenosti  $a$ , raste i  $R_k$ . Nemoguće je precizno odrediti iznos  $a$ , uvodi se **koeffcijent otpora kotrljanja** :  $f_k = a / r_d$  :

$$R_k = f_k G_{v1} \rightarrow f_k = \frac{R_k}{G_{v1}}$$

Silu  $G_v$  mjerimo vaganjem vozila, dok se  $R_k$  određuje na sljedeći način:



Vozilo B zakačimo pomoću dinamometra za vozilo A i očitamo silu potrebna za pokretanje.

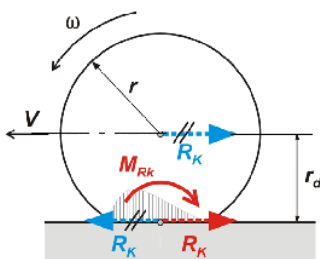


### A.1.1.1 MODEL A : Tvrda podloga – Meki točak

Silu  $R_k$  možemo eliminirati spregom (momentom) kotrljanja →

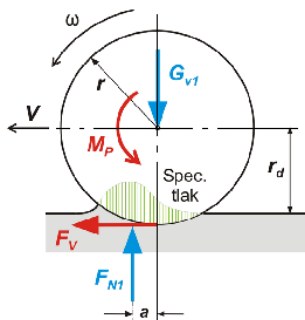
Hvatište  $R_k$  premjestimo iz osovine na kontaktno mjesto **točka** i **podloge** :

$$M_{Rk} = R_k r_d = G_{v1} f_k r_d$$



### A.1.1.1 MODEL B : Meka podloga – Tvrdi točak

Vožnja (pogonski točak) :



Na mjestu uklinjenja postoji pogonski moment  $M_p$  :

$$M_p = F_v r_d + F_{N1} a$$

$V$  ... Brzina vozila [m/s]  
 $\omega$  ... Ugaona brzina točka [rad/s]  
 $r_d$  ... Dinamički radius točka [m]  
 $a$  ... [m]

$G_{v1}$  ... Težina vozila (okomita komp.) [N]  
 $F_{N1}$  ... Reakcija podloge [N]  
 $F_v$  ... Iskoristiva vučna sila [N]  
 $M_p$  ... Pogonski moment [Nm]



### A.1.1.1 MODEL B : Meka podloga – Tvrđi točak

$$\frac{M_P}{r_d} = F_V + F_{N1} \frac{a}{r_d} \quad \longrightarrow \quad F_V = F_0 - F_{RK}$$

$\downarrow$   $\downarrow$   $\downarrow$

$$F_{N1} \frac{a}{r_d} = F_{RK} \quad \dots \text{Sila otpora kotrljanja}$$

$F_V \dots$  Iskoristiva vučna sila (stvarna sila)

$$\frac{M_P}{r_d} = F_0 \quad \dots \text{Idealna vučna sila}$$



### A.1.1.1 KOEFICIJENT OTPORA KOTRLJANJA

Koeficijent otpora kotrljanja,  $f_k$ , zavisi od :

- izvedbi i stanju **kolovoza**
- konstrukcijskim karakteristikama pneumatika,
- geometrijski oblik gume (promjeru i širini **točka**),
- **pritisku vazduha u pneumatiku**,
- brzini vožnje.



### A.1.1.1 KOEFICIJENT OTPORA KOTRLJANJA

Vrsta podloge	Stanje podloge	Vrijednost $\mu_k$
-cement	Odlično	0,008 do 0,010
	Srednje	0,010 do 0,015
	loše	0,020
-asfalt	Odlično	0,010 do 0,0125
	Srednje	0,0175 do 0,018
	loše	0,0225
-pločice	Odlično	0,015
	dobro	0,020
-kamena kocka -prirodna podloga	slabo	0,033 do 0,055
	Odlično	0,045
	napuštano	0,080 do 0,160
-pijesak	Suv	0,05 do 0,3
	vlažan	0,10
-snijeg	Visine 50 mm	0,25
	Visine 100 mm	0,37
-led		0,018 do 0,020



### A.1.1.1 KOEFICIJENT OTPORA KOTRLJANJA

Utjecaj konstrukcijskih karakteristika pneumatika :

- Radijalna guma** – konstrukcija nastala 1946 (Michelin & Citroen), danas standard za cestovna vozila. Nizak otpor kotrljanja (smanjena potrošnja goriva), otpornije na trošenje, veća bočna stabilnost, bolje kočenje i trakcija, veća udobnost.
- Dijagonalna guma** – poslije 1980-ih primjena samo u poljoprivrednim vozilima. Imaju veći otpor kotrljanja pri malim brzinama, brži porast otpora s brzinom vožnje, velika deformacija kontaktne površine (self-cleaning, dobro za off-road) i otpornije bočne stijenke.

Grublja gazeća površina gume (protektor ili sloj odvođenja vode) → veći otpor kotrljanja (zimске gume) !



### A.1.1.1 KOEFICIJENT OTPORA KOTRLJANJA

Utjecaj konstrukcijskih karakteristika pneumatika :

- a) **Radijalna guma** – konstrukcija nastala 1946 (Michelin & Citroen), danas standard za cestovna vozila. Nizak otpor kotrljanja (smanjena potrošnja goriva), otpornije na trošenje, veća bočna stabilnost, bolje kočenje i trakcija, veća udobnost.



- b) **Dijagonalna guma** – poslije 1980-ih primjena samo u poljoprivrednim vozilima. Imaju veći otpor kotrljanja pri malim brzinama, brži porast otpora s brzinom vožnje, velika deformacija kontaktne površine (self-cleaning, dobro za off-road) i otpornije bočne stijenke.

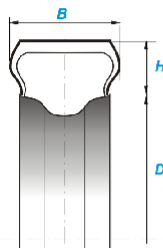


Grublja gazeća površina gume (protektor ili sloj odvođenja vode) → veći otpor kotrljanja (zimske gume) !



### A.1.1.1 KOEFICIJENT OTPORA KOTRLJANJA

Utjecaj geometrijskog oblika gume ( $H/B$ ) :



Za radijalne gume vrijedi :

Širina gume ↑ ⇒ bolje bočno držanje, vozilo stabilnije pri većim brzinama

Tvrdoća gume ↑ ⇒ veće vibracije na neravnoj podlozi

Pritisak gume,  $p$  ↑ ⇒ koeficijent otpora kotrljanja ↓

$$f_k = f_{kn} \left( 1.5 - 0.3 \frac{p}{p_n} \right)$$

$B$  ... Širina neopterećene gume [m]

$H$  ... Visina profila gume [m]

$D$  ... Promjer obruča točka [m]

$f_{kn}$  ... Nominalni faktor otp. kotrljanja

$p_n$  ... Nominalni pritisak gume [N/m<sup>2</sup>]

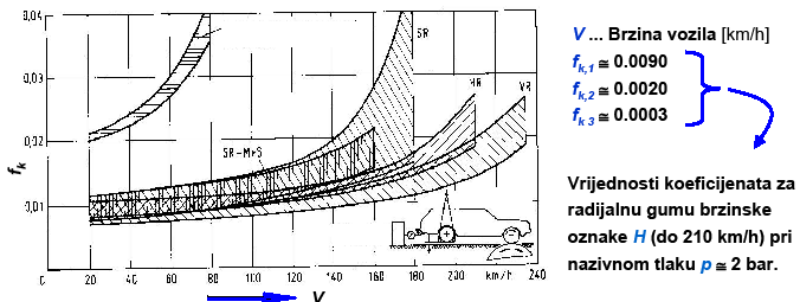




### A.1.1.1 KOEFICIJENT OTPORA KOTRLJANJA

Prilikom vožnje na ravnoj podlozi otpor kotrljanja je eksponencijalno proporcionalan brzini vožnje (Mitschke, 1995):

$$f_k = f_{k,1} + f_{k,2} (V [\text{km/h}] / 100) + f_{k,3} (V [\text{km/h}] / 100)^4$$



### A.1.1.1 SNAGA ZA OTPOR KOTRLJANJA

Potrebna snaga za savladavanje otpora kotrljanja pri punom opterećenju:

$$P_{Rk} = R_k V = f_k G_v \cos \alpha V$$

$V$  ... Brzina vozila [m/s]

$\alpha$  ... Ugao uspona [°]

Za primjer Renault Clio 1.5 dCi (2006):

$$P_{Rk} = (0.0090 + 0.0020 (V [\text{km/h}] / 100) + 0.0003 (V [\text{km/h}] / 100)^4) \cdot m_v \cdot 9.81 \cdot \cos \alpha \cdot V [\text{m/s}] = 10.5 \text{ kW}$$

Za prosječno opterećeno vozilo ( $m_v = 1454$  kg), pri najvećoj brzini ( $V_{max} = 174$  km/h), po horizontalnoj ravnoj cesti ( $\alpha = 0^\circ$ ).



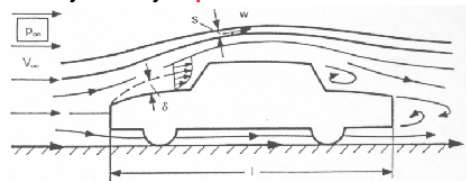
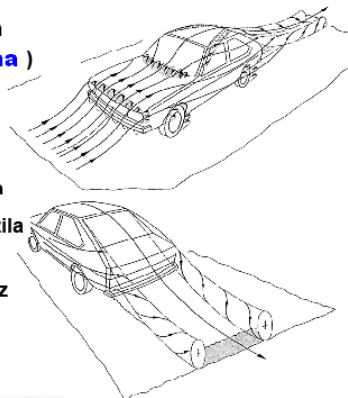
### A.1.1.2 OTPOR VAZDUHA

Vozilo prilikom vožnje 'odguruje' vazduh oko sebe (**dinamički pritisak vazduha**) i stvara vrtloge.

Između prednje čone površine (**nadpritisak**) i stražnjeg dijela vozila (**podpritisak**) postoji **razlika** pritisaka **vazduh** djelomično i klizi po površini vozila (**trenje**).

Jedan dio zraka vazduha mora proći kroz automobil (**hladnjak motora, kočnice, sistem ventilacije, itd**).

Sve zajedno daje **otpor zraka**.



### A.1.1.2 OTPOR VAZDUHA

**Ukupni otpor vazduha:**  $R_z = \rho A C_D$

$\rho = 0.5 \rho (V + V_0)^2$  Dinamički pritisak vazduha (načeonu površinu vozila)

$V$  ... Brzina vozila

$V_0$  ... Brzina protuvjetera

$\rho$  ... Gustoća vazduha

$A = 0.775 B H$  ... Čeona površina vozila (popr. presjek)

$B$  ... Širina vozila

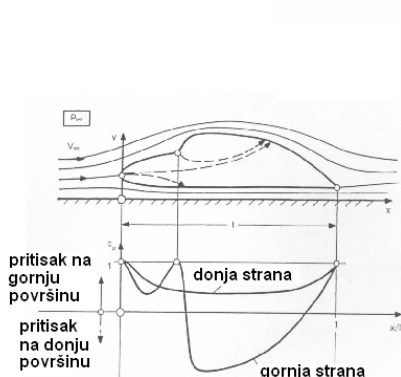
$H$  ... Visina vozila

$C_D$  ... Koeficijent otpora vazduha za 3-D oblik vozila

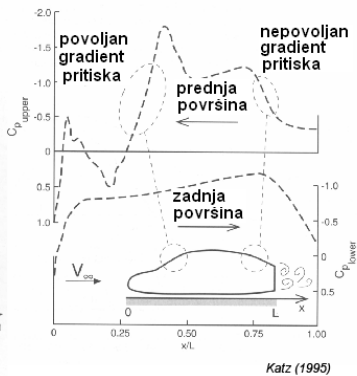




### A.1.1.2 RASPODJELA PRITISKA



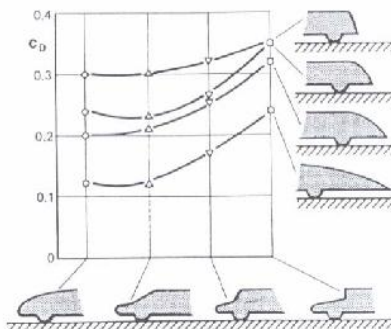
Rasdjela maksimalnog pritiska na klizajućim površinama vozila



Distribucija izmjenenog koefijenta pritiska kroz dvodimenzionalni oblik



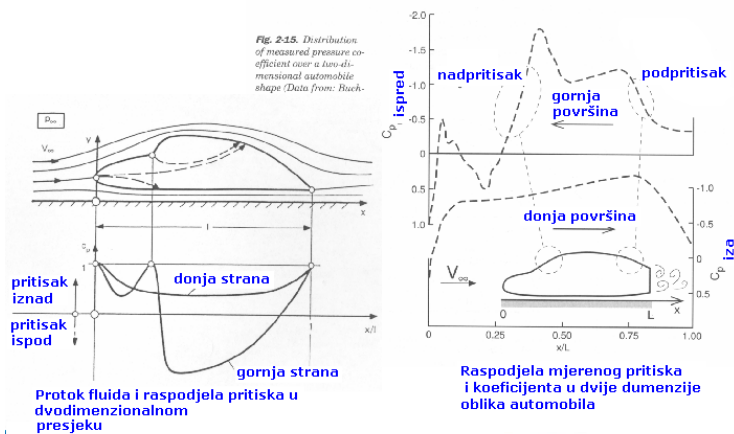
### A.1.1.2 UTICAJ OBLIKA NA OTPOR VAZDUHA



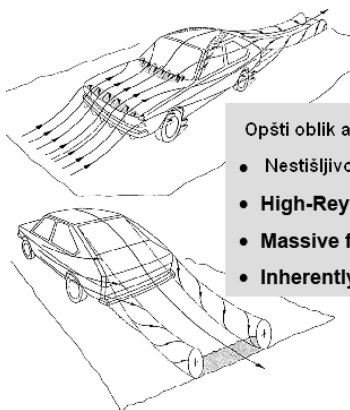
Uticaj parametara na veličinu sile otpora i njihovo uzajamno dejstvo



### A.1.1.2 RASPODJELA PRITISKA



### A.1.1.2 OTPOR VAZDUHA

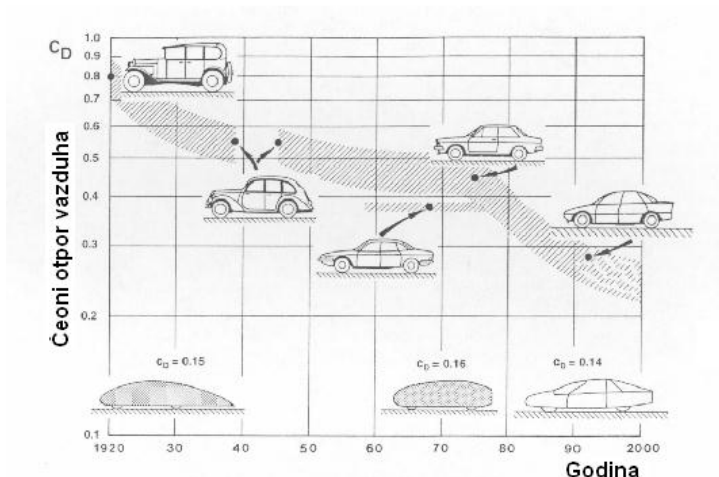


Opšti oblik aerodinamičkog oblika vozila

- Nestišljivo tečenje (  $Ma < 0.3$  )
- High-Reynolds-number flows (  $Re > 1.0e+06$  )
- Massive flow separation & generation of large vortices
- Inherently unsteady flows !



## A.1.1.2 KOEFICIJENT OTPORA VAZDUHA



## A.1.1.2 KOEFICIJENT OTPORA VAZDUHA

O vrijednosti koeficijenta  $C_D$  ovisi otpor zraka vozila i, posredno, potrošnja goriva i zagađenje okoliša. Koeficijent se pokušava smanjiti promjenom oblika vozila i/ili smanjenjem čone površine.

Prosečne vrijednosti karakterističnih veličina klasičnih evropskih automobila

klasa auta	m masa [kg]	P [kW]	P/m (1/2 payload) [W/kg]	A [m <sup>2</sup> ]	$c_D$	$c_D \cdot A$ [m <sup>2</sup> ]
A	800	40	40	1.76	0.36	0.634
B	850	44	40	1.87	0.33	0.617
C	1050	55	42	1.98	0.29	0.574
D	1300	90	58	2.09	0.29	0.606
E	1550	135	75	2.15	0.33	0.710

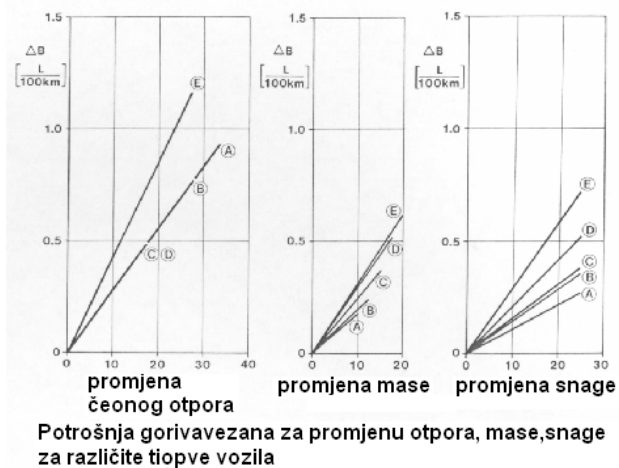
b) Typical cars for each class

Renault Clio (2006) :  $A = 2.12 \text{ m}^2$ ,  $C_D = 0.34$

klasa	tipovi automobila
A	Ford Fiesta; VW Polo; Opel Corsa
B	VW Golf (Rabbit); Opel Kadett; Ford Escort
C	Opel Vectra (Cavalier); VW Passat; Audi 80
D	Mercedes 200 E; BMW 520 i; Opel Omega
E	Mercedes 300 E; BMW 730 i; Opel Senator 3.0

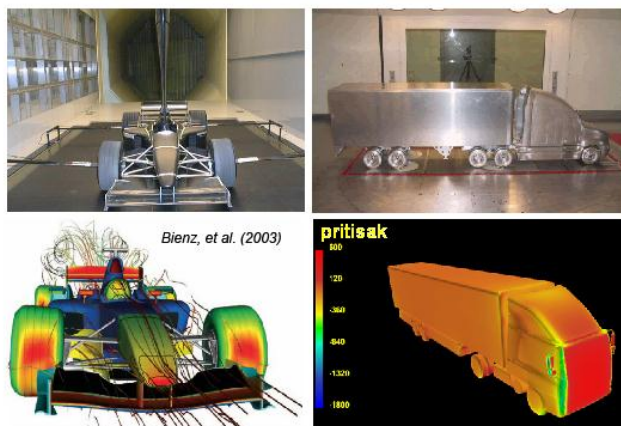


## A.1.1.2 UTJECAJ NA POTROŠNJU GORIVA



## A.1.1.2 KOEFICIJENT OTPORA VAZDUHA

Koeficijent otpora  $C_D$  ovisi isključivo o **obliku vozila** (ne o dimenzijama!) .  
Određuje se eksperimentalno (u **zračnom vazдушnom tunelu**) ili numerički (računarskim **simulacijama**).



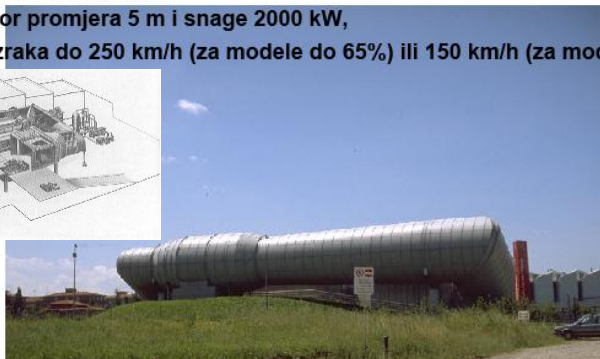
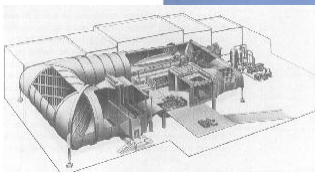




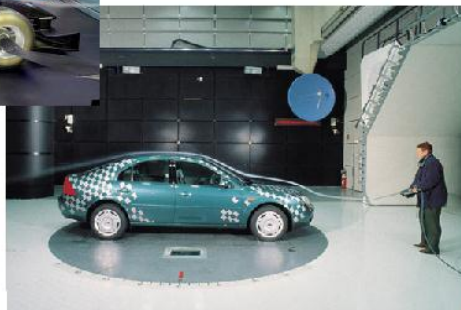
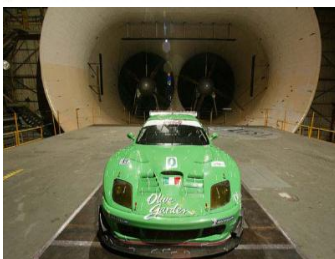
### A.1.1.2 MJERENJA U VAZDUSNIM TUNELIMA

Ferrari vazdušni tunel, Maranello, Italija :

- zatvorenog tipa,
- veličina modela do 1:1,
- ventilator promjera 5 m i snage 2000 kW,
- brzina zraka do 250 km/h (za modele do 65%) ili 150 km/h (za modele 1:1),



### A.1.1.2 MJERENJA U VAZDUŠNIM TUNELIMA

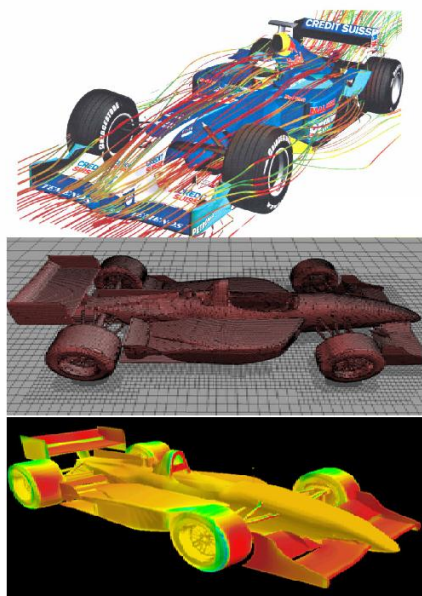






UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

### A.1.1.2 KOMPJUTERSKA ANIMACIJA



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

### A.1.1.2 AERO UTJECAJ NA RAZVOJ OBLIKA

Basic shapes	1900 to 1925	Torpedo	Boat tail	Air ship
	1921 to 1923	Rumpler	Bugatti	
	1922 to 1939	Jaray		
Streamlined cars	1934 to 1939	Kamm	Schlör	
	Since 1955	Citroën	NSU-Ro 80	
Detail optimization	Since 1974	VW-Scirocco I	VW-Golf I	
	Since 1983	Audi 100 III	Ford Sierra	



## A.1.1.2 AERODINAMIČKI OBLIK TIJELA

		$C_L$	$C_D$
1	kružna ploča → 	0	1.17
2	kružni cilindar → 	0	1.15
3	kružni cilindar → 	0	0.02
4	idealan oblik 	0	0.04
5	idealan oblik automobila 	0.18	0.15
6	najčešći oblik automobila 	0.32	0.43
7	trkaći auto 	-3.00	0.75

Tipične veličine koeficijenta otpora za neke oblike tijela



## A.1.1.2 AERO UTJECAJ NA RAZVOJ OBLIKA

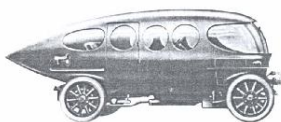
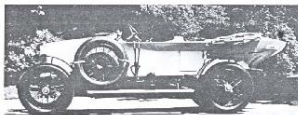


Fig. 1.17 Alfa Romeo of Cervo, 1914. (Photo and exposure Alfa Romeo)



"Wagenrad" "Audi Automobil" 1913. (Photo and exposure Deutsches Museum, Munich)



$C_D = 0.15$   
Ford Probe IV (1983)



$C_D = 0.19$   
Oldsmobile Aerotech (1987)

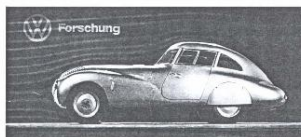


Fig. 1.26 BMW 328, body made by E. Wesoksa, Reutlingen, 1938. (Courtesy Volkswagen AG, exposure Deutsches Museum, Munich)



$C_D = 0.21$   
Tatra T 77 (1935)



$C_D = 0.22$   
Loreo (2007)



$C_D = 0.075$   
ETH Zuerich  
PAC Car II (2005)

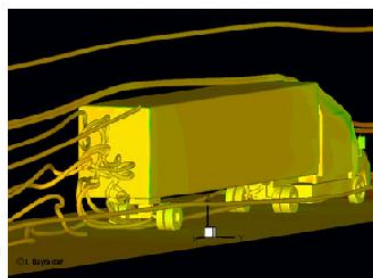
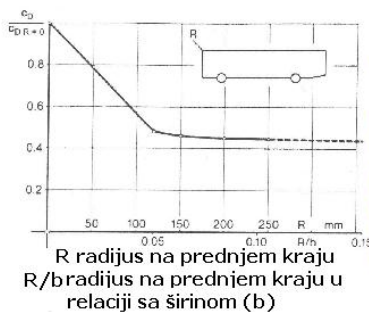


## A.1.1.2 AERODINAMIČKE PERFORMANSE AUTOMOBILA

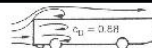
Mjesto	$\Delta C_D$
1. površinsko trenje	0.04–0.05
2. kočenje	0.00–0.06
3. unutarnje trenje	0.00–0.05
4. sepracioni protok	0.00–0.45
5. potisak	0.00–0.60



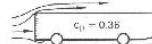
## A.1.1.2 AERODINAMIKA KOMERCIJALNIH AUTA



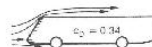
oštre ivice napred



zaobljeni prednji  
rubovi



zakošenje ispred





### A.1.1.2 OTPOR VAZDUHA

Potrebna snaga za savladavanje otpora vazduha :

$$P_z = R_z V = \rho A C_D V = 0.5 \rho (V + V_0)^2 A C_D V$$

$$P_z \sim V^3$$

V ... Brzina vozila [m/s]

$V_0$  ... Brzina protuvjetrova [m/s]

Za Renault Clio 1.5 dCi (2006):

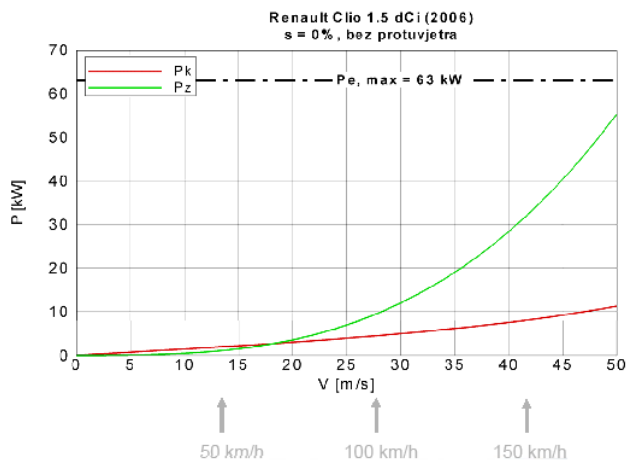
$$P_z = 0.5 \cdot 1.227 \text{ [kg/m}^3] \cdot (V \text{ [m/s]} + V_0 \text{ [m/s]})^2 \cdot A \text{ [m}^2] \cdot C_D \cdot V \text{ [m/s]} = 50.0 \text{ kW}$$

Poprečni presjek  $A = 2.12 \text{ m}^2$ , koef. otpora vazduha  $C_D = 0.34$ , pri najvećoj brzini ( $V_{max} = 174 \text{ km/h}$ ), bez protuvjetrova ( $V_0 = 0$ ).



### A.1.1.2 OTPOR VAZDUHA

Potrebna snaga za savladavanje otpora vazduha :





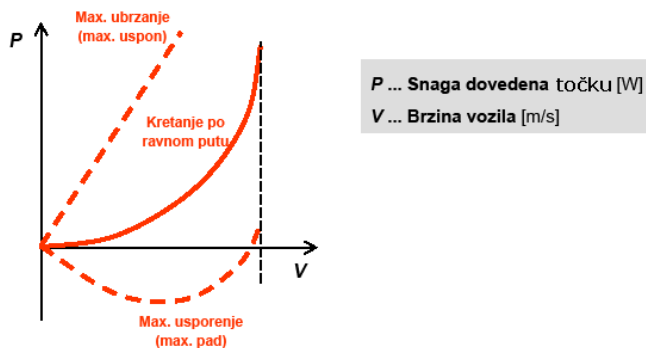
## A.1.1 OTPORI VOŽNJE

- Otpor kotrljanja ( $R_k$ )
- Otpor zraka ( $R_z$ )
- Otpor prijenosa snage ( $R_t$ ) – mehanički gubici u transmisiji
- Otpor penjanja ( $R_p$ )
- Otpor ubrzanja, tj. inercije ( $R_i$ )
- Otpori u zavoju



## A.1.1.3 UNIVERZALNA KARAKTERISTIKA

Zahtjevi koje vozilo mora ispuniti – univerzalna karakteristika vozila :





### A.1.1.3 IDEALNA VUČNA HIPERBOLA

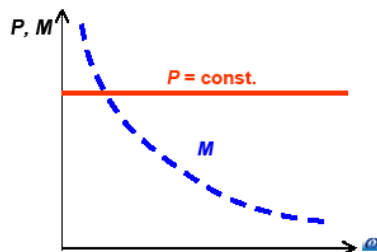
Za kretanje vozila, na pogonske točkove potrebno je dovesti okretni moment, odn. snagu :

$$P = M \omega = F r \omega = F V$$

**Idealan slučaj** – najveća snaga pogonskog agregata može se u potpunosti iskoristiti pri svim brzinama kretanja vozila :

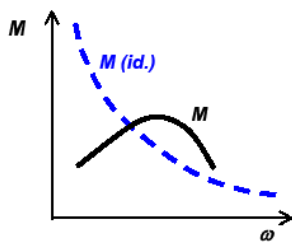
$$P = \text{const. ili } M = \text{const.} / \omega \text{ (vučna hiperbola)}$$

$P$  ... Snaga dovedena točku [W]  
 $M$  ... Okretni moment doveden točku [Nm]  
 $F$  ... Sila dovedena na radijus točka [N]  
 $r$  ... Radijus točka [m]  
 $\omega$  ... Kutna brzina točka [rad/s]  
 $V$  ... Brzina vozila [m/s]

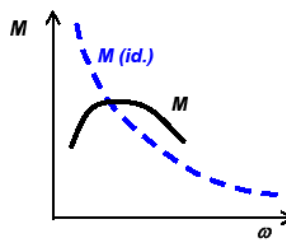


### A.1.1.3 STVARNA KARAKTERISTIKA

**Realnost** – SUS, koji se najviše koriste kao pogonski agregati za vozila, imaju karakteristike daleko od idealnih, tj. promjena okrentog momenta motora,  $M$ , značajno odstupa od idealne krivulje (hiperbole) :



Otto (benzinski) motor



Diesel motor

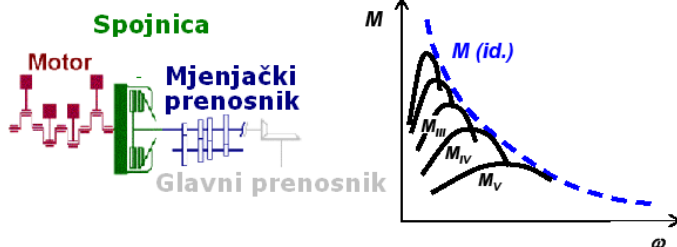


### A.1.1.3 PRIJENOS SNAGE NA TOČKOVE

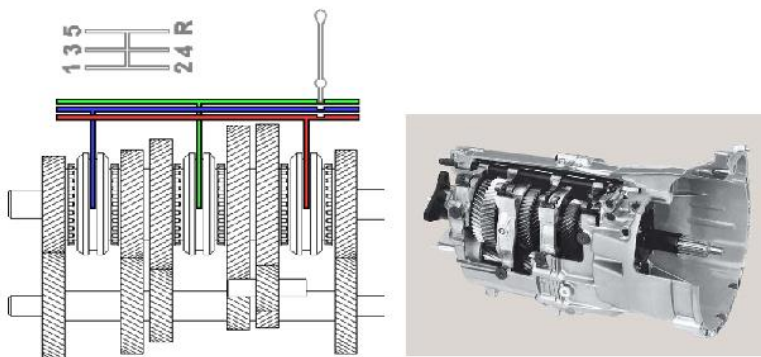
Mehanički prijenosnici snage (transmisija) usklađuju :

- a) prenosne odnose između motora i pogonskih točkova
- b) različite uslove i otpore vožnje koji djeluju na vozilo

Izlazne karakteristike motora približavaju se idealnoj vučnoj karakteristici (hiperboli) :



### A.1.1.3 PRIJENOS SNAGE NA TOČKOVE







### A.1.1.3 ISKORISTIVOST PRENOSA SNAGE

Otpori nastali uslijed mehaničkih gubitaka u mjenjaču, kardanskim zglobovima, osovinskoj redukciji, kotrljajućim ležajevima itd.:

$$\eta_{\text{mjenjač}} = 0.96 - 0.98$$

$$\eta_{\text{diferencijal}} = 0.97 - 0.98$$

$$\eta_{\text{kardan}} = 0.98 - 1.0$$

Ukupna iskoristivost transmisije:

$$\eta_t = \eta_{\text{mjenjač}} \cdot \eta_{\text{diferencijal}} \cdot \eta_{\text{kardan}} \approx 0.95$$



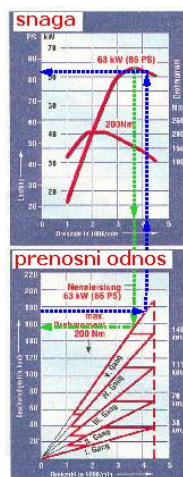
### A.1.1.3 OTPOR PRENOSA SNAGE NA TOČKOVE

Dvije važne tačke za određivanje otpora prenosa snage :

- 1) Najveća efektivna snaga motora,  $P_{e, \max}$
- 2) Najveća brzina vozila,  $V_{\max}$

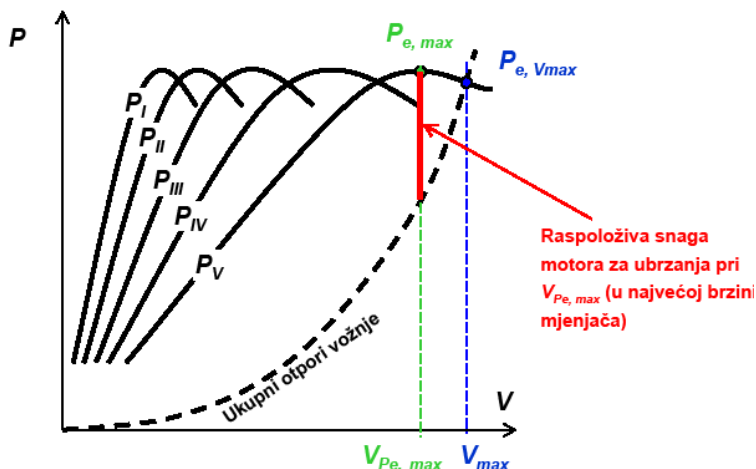
$$1) P_{e, \max} \rightarrow \eta_m, P_{e, \max} \rightarrow V_{P_{e, \max}}$$

$$2) V_{\max} \rightarrow \eta_m, V_{\max} \rightarrow P_{e, V_{\max}}$$





### A.1.1.3 SPREGA MOTOR–MJENJAČ–OTPORI



### A.1.1.3 OTPOR PRENOSA SNAGE NA TOČKOVE

Potrebna snaga za savladavanje otpora prenosa snage :

$$P_t = P_e (1 - \eta_t) n_k / n_{k, Vmax}$$

$P_e$  ... Efektivna snaga motora [W]

$n_k = 60 V / (2 \pi r_d)$  broj obrtaja točka [1/min]

$r_d$  ... Dinamički radijus točka [m]

$n_{k, Vmax}$  broj obrtaja točka pri  $V_{max}$  → Pri vožnji s  $V_{max}$  :  $n_k / n_{k, Vmax} = 1$

$$P_t = P_e \cdot (1 - \eta_t) \cdot \frac{60 V}{2 \pi r_d n_{k, Vmax}} = P_e (1 - \eta_t) \frac{60 V i_{uk, min}}{2 \pi r_d n_{m, Vmax}}$$

$n_{k, Vmax} = n_{m, Vmax} / i_{uk, min}$

$n_{m, Vmax}$  : broj obrtaja motora pri  $V_{max}$  → 4100 min<sup>-1</sup>

$i_{uk, min} = i_v i_0$  : ukupni stepen redukcije broja obrtaja motora pri  $V_{max}$

$i_v$  ... stepen redukcije broja okretaja u petom stepenu prenosa

$i_0$  ... stepen redukcije u glavnom prenosniku

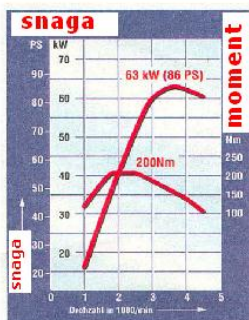
Za Renault Clio 1.5 dCi (2006):

→ 4100 min<sup>-1</sup>



### A.1.1.3 PRIBLIŽNA EFEKTIVNA SNAGA MOTORA

Karakteristika (krivulja) snage motora **tačno** se može ustanoviti isključivo ispitivanjem na **probnom stolu** (tzv. kočnici). Kako u praksi često nemamo eksperimentalne podatke za pojedine motore, krivulja snage se određuje **približno**, primjenom različitih **empirijskih izraza**.



### A.1.1.3 PRIBLIŽNA EFEKTIVNA SNAGA MOTORA

Funkcija (Leyderman) za **proračun** krivulje snage motora  $P_e$  na temelju jedne poznate **tačke** ( $P_{e, max}$ ) :

$$P_e = P_{e, max} (a \lambda + b \lambda^2 - \lambda^3)$$

$\lambda = n_m / n_{m, Pe, max} \sim V^* / V_{Pe, max}$

$n_m$  ... Izabrani broj obrtaja motora

$n_{m, Pe, max}$  ... broj obrtaja motora kod  $P_{e, max}$

$V^*$  ... Brzina vozila pri  $n_m$  (vrijedi za  $V \leq V_{Pe, max}$ )

$V_{Pe, max}$  ... Najveća brzina vozila pri  $n_{m, Pe, max}$

**Za Renault Clio 1.5 dCi (2006):**

→ 3750 min<sup>-1</sup>

→ ≈ 157 km/h (≈ 43.6 m/s)

**a, b ... Koeficijenti ( za dizelski motor s dir. ubr.: a = 0.5, b = 1.5, za benzinski motor: a = 1.0, b = 1.0 )**



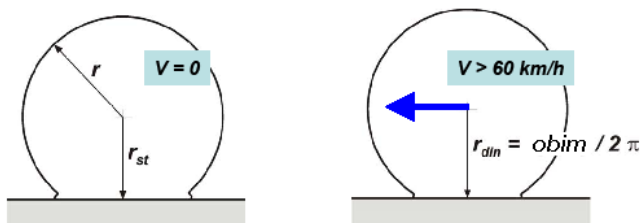
### A.1.1.3 DINAMIČKI RADIJUS TOČKA

Dimenzije točka Za Renault Clio 1.5 dCi (2006): **185/60 R15**

Radius naplatka:  $R = 0.5 \cdot 15'' = 7.5'' = 0.1905 \text{ m}$  ( $1'' = 25.4 \text{ mm}$ )

Visina profila neopeterečene gume:  $60\% \rightarrow H_G = 0.185 \cdot 0.60 = 0.111 \text{ m}$

Radius neopeterečenog točka :  $r = R + H_G = 0.1905 + 0.111 = 0.3015 \text{ m}$



Dinamički radius točka  $r_d = 0.97 r = 0.2924 \text{ m}$



### A.1.1.3 OTPOR PRENOSA SNAGE NA TOČKOVE

$$P_t = P_{e,max} \left( a\lambda + b\lambda^2 - \lambda^3 \right) (1 - \eta_t) \frac{60 V i_v i_0}{2\pi r_d n_{m,v max}} =$$

$$P_t = P_{e,max} \left( a \frac{V^*}{V_{Pe,max}} + b \left( \frac{V^*}{V_{Pe,max}} \right)^2 - \left( \frac{V^*}{V_{Pe,max}} \right)^3 \right) (1 - \eta_t) \frac{60 V i_v i_0}{2\pi r_d n_{m,v max}}$$

Za brzine  $V \leq V_{Pe,max} \rightarrow V^* = V$ ,

za brzine  $V > V_{Pe,max} \rightarrow V^* = V_{Pe,max}$

Za Renault Clio 1.5 dCi (2006) :  $P_{e,max} = 63 \text{ kW}$ ,  $V_{Pe,max} = 43.5 \text{ m/s}$ ,

$a = 0.5$ ,  $b = 1.5$ ,  $\eta_t = 0.95$ ,  $i_v = 0.76$ ,  $i_0 = 3.44$ ,  $r_d = 0.29 \text{ m}$ ,  $n_{m,vmax} = 4100 \text{ min}^{-1}$

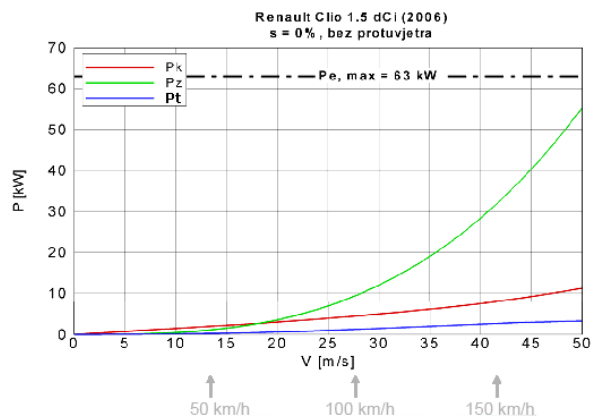
$$P_t = 63000 \left( 0.5 \frac{V^*}{43.5} + 1.5 \left( \frac{V^*}{43.5} \right)^2 - \left( \frac{V^*}{43.5} \right)^3 \right) (1.0 - 0.95) \frac{60 V 0.76 3.44}{2\pi 0.29 4100}$$

$$P_t = 66.2 \left( 0.5 \frac{V^*}{43.5} + 1.5 \left( \frac{V^*}{43.5} \right)^2 - \left( \frac{V^*}{43.5} \right)^3 \right) V$$

[m/s]

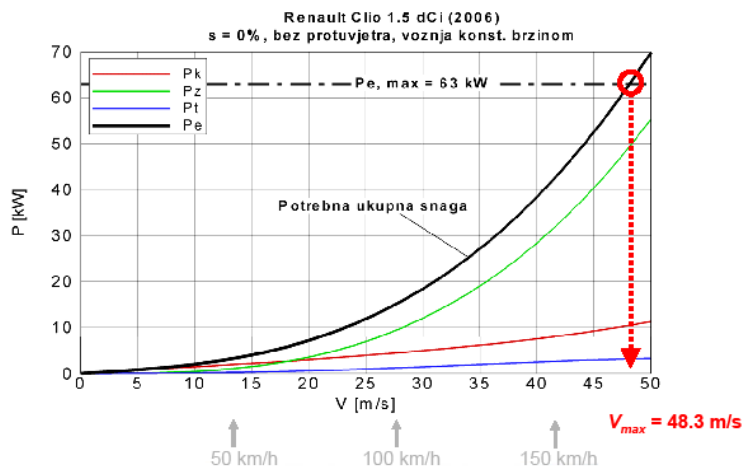


### A.1.1.3 OTPOR PRENOSA SNAGE NA TOČKOVE



### A.1.1.3 UKUPNA POTREBNA SNAGA

$$P_e = P_k + P_z + P_t$$





## A.1.1 OTPORI VOŽNJE

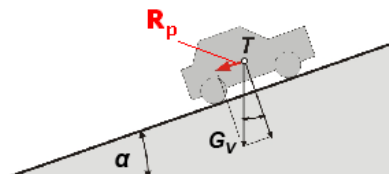
- Otpor kotrljanja ( $R_k$ )
- Otpor vazduha ( $R_z$ )
- Otpor prenosa snage ( $R_t$ ) – mehanički gubici u transmisiji
- Otpor penjanja ( $R_p$ )
- Otpor ubrzanja, tj. inercije ( $R_i$ )
- Otpori u krivini



### A.1.1.4 OTPOR SAVLADAVANJA USPONA

Za otpor penjanja najvažnija je komponenta težine vozila paralelna s nagibom kosine (otpor uspona) :

$$R_p = G_v \sin \alpha = m_v g \sin \alpha$$

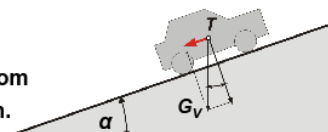




### A.1.1.4 OTPOR SAVLADAVANJA USPONA

#### PRIMJER :

Vozilo mase  $m_v = 1500$  kg penje se kosinom  
 $\alpha = 20^\circ$  konstantnom brzinom  $V = 60$  km/h.



Ako suma otpora (kotrljanje, zrak, transmisija) iznosi  $R_{uk} = 500$  N, kolika snaga,  $P_{mot}$ , je potrebna za opisano kretanje vozila po uzbrdici?

$V = \text{const.} \Rightarrow$  Suma svih sila paralelnih sa podlogom, koje djeluju na vozilo, mora biti jednaka nuli :

$$F_{mot} - R_{uk} - G_v \sin \alpha = 0 \Rightarrow$$

$$F_{mot} = R_{uk} + m_v g \sin \alpha = 500 + 1500 \cdot 9.81 \cdot \sin 20^\circ = 5533 \text{ N}$$

Potrebna snaga motora :

$$P_{mot} = F_{mot} \cdot V = 5533 \cdot 60 / 3.6 = 92.2 \text{ kW (123.6 KS)}$$



### A.1.1.4 OTPOR SAVLADAVANJA USPONA

Za projektovanje motornih vozila  $\rightarrow$  uspon u postocima,  $s \%$  :

$$\tan \alpha = s / 100$$

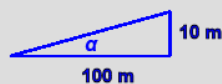
projektovani uspon:

0 – 40% ( $\alpha = 21.8$  deg ) za lična vozila

> 40% za teretna vozila

< 40% za autobuse

Primjer :  $s \% = 10 \% \rightarrow$   
 $\alpha = \arctan (10 / 100) = 5.7^\circ$



Za drumska vozila usponi rijetko prelaze 10% ( $\alpha < 6^\circ$ )  $\Rightarrow$

$$\tan \alpha \approx \sin \alpha = s / 100 \Rightarrow$$

$$R_p = m_v g \frac{s}{100}$$





### A.1.1.4 SNAGA ZA SAVLADAVANJE USPONA

Snaga potrebna za savladavanje uspona određenom konstantnom brzinom:

$$P_p = R_p V$$

Za Renault Clio 1.5 dCi (2006) :

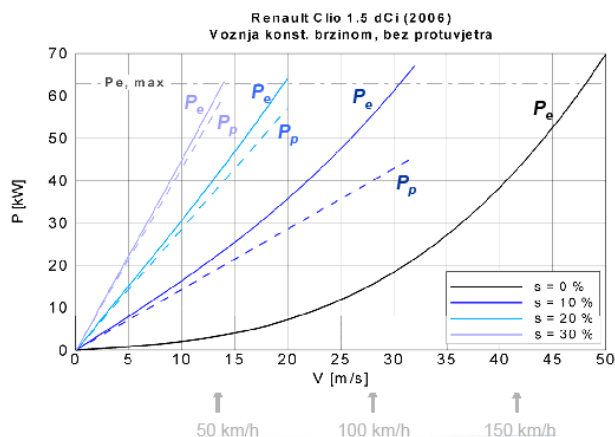
$$P_p = m_v g \frac{s}{100} V = 1454.0 \cdot 9.81 \frac{s}{100} V = 142.6 s V$$

Masa standardno opterećenog vozila  $m_v = 1454$  kg.



### A.1.1.4 SNAGA ZA SAVLADAVANJE USPONA

$$P_e = P_k + P_z + P_t + P_p$$





## A.1.1 OTPORI VOŽNJE

- Otpor kotrljanja ( $R_k$ )
- Otpor vazduha ( $R_z$ )
- Otpor prenosa snage ( $R_t$ ) – mehanički gubici u transmisiji
- Otpor penjanja ( $R_p$ )
- Otpor ubrzanja, tj. inercije ( $R_u$ )
- Otpori u krivini



### A.1.1.5 OTPOR UBRZANJA VOZILA

Javlja se u nestacionarnim uslovima rada, tj. posljedica je inercijskih sila kod ubrzavanja.

Mogućnost ubrzanja vozila određuje se iz snage koja je preostala nakon savladavanja stacionarnih otpora.

Newton (1687) :

Masa je mjera otpora ubrzanja ili uopšte otpor promjenama

Prilikom ubrzanja pogon vozila mora translatorno ubrzati masu vozila i rotaciono ubrzati sve rotirajuće dijelove (točkovi, prenosnici snage, itd).

$$R_u = m a = (m' + m'') a = m' a + m'' a = R_u' + R_u''$$

$m'$  ... Stvarna masa vozila ( $m' = m_v$ ) [kg]

$m''$  ... Dodatak masi vozila uslijed rotirajućih dijelova

$a$  ... Translatorno ubrzanje vozila (tangencijalno ubrzanje na obodu točka [m/s<sup>2</sup>])



### A.1.1.5 OTPOR UBRZANJA VOZILA

Otpor translatornom ubrzanju mase vozila :

$$R'_u = m' a = m_v a$$

Otpor ubrzanju rotirajućih masa :

$$R''_u = m'' a = m''_k a + R''_{u,m}$$

Dodatak mase vozila  
uslijed rotacije masa na  
osovinima točka i motora

Otpor ubrzanju  
rotirajućih masa vezanih  
uz osovinu točka (sve  
mase svedene na obod  
točka)

Otpor ubrzanju rotirajućih  
masa vezanih uz osovinu  
motora (sve mase svedene  
na obod točka)



### A.1.1.5 OTPOR UBRZANJA ROTIRAJUĆIH MASA

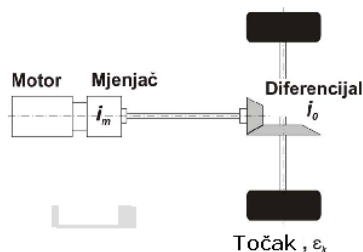
Otpor ubrzanju rotirajućih masa vezanih uz osovinu točka :

$$m''_k a = \frac{I_k}{r_d^2} a$$

$I_k = m_k r_d^2$  ... Moment inercije točka i svih  
masa vezanih na osovinu točka  
[kg m<sup>2</sup>]

$m_k$  ... Masa točka i elemenata vezanih na  
osovinu točka [kg]

$r_d$  ... Dinamički radijus točka [m]



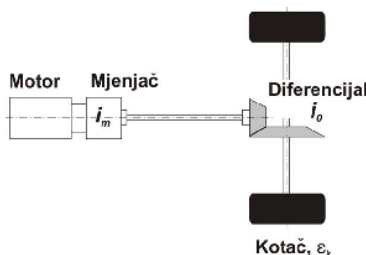


### A.1.1.5 OTPOR UBRZANJA ROTIRAJUĆIH MASA

Otpor ubrzanju rotirajućih masa vezanih uz osovinu motora :

$$R_{u,m}'' = \frac{M_m''}{r_d} = \frac{I_m \varepsilon_m i_{uk}}{r_d}$$

$M_m'' = R_{u,m}'' r_d$  ... Okretni moment na obodu točka potreban da se ubrzaju sve mase vezane uz osovinu motora [Nm]  
 $M_m'' = (I_m \varepsilon_m) i_{uk}$   
 $I_m$  ... Moment inercije motora i njemu pridruženih masa [kg m<sup>2</sup>]  
 $\varepsilon_m$  ... Ugaono ubrzanje osovine motora [rad/s<sup>2</sup>]  
 $i_{uk} = i_m \cdot i_o$  ... Ukupni prijenosni omjer  
 $r_d$  ... Dinamički radijus točka [m]

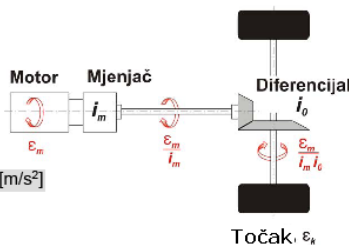


### A.1.1.5 OTPOR UBRZANJA ROTIRAJUĆIH MASA

Odnos između ugaonog ubrzanja osovine motora i osovine točka

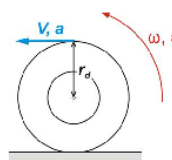
$$\varepsilon_m = \varepsilon_k i_{uk} = \frac{a}{r_d} i_{uk}$$

$\varepsilon_m$  ... Ugaono ubrzanje osovine motora [rad/s<sup>2</sup>]  
 $\varepsilon_k = a / r_d$  Ugaono ubrzanje osovine točka [rad/s<sup>2</sup>]  
 $a$  ... Tangencijalno ubrzanje na obodu točka [m/s<sup>2</sup>]  
 $i_{uk} = i_m \cdot i_o$  ... Ukupni prenosni odnos



Otpor ubrzanju rotirajućih masa vezanih uz osovinu motora :

$$R_{u,m}'' = \frac{I_m \varepsilon_m i_{uk}}{r_d} = \frac{I_m a (i_{uk})^2}{r_d^2}$$





### A.1.1.5 OTPOR UBRZANJA VOZILA

Otpor ubrzanju rotirajućih masa :

$$R_u'' = m'' a = m_k'' a + R_{u,m}'' = \frac{I_k}{r_d^2} a + \frac{I_m a (i_{uk})^2}{r_d^2}$$

$$R_u'' = m'' a = \left( \frac{1}{r_d^2} (I_k + I_m (i_{uk})^2) \right) a$$

Ukupni otpor ubrzanja vozila :

$$R_u = R_u' + R_u'' = (m' + m'') a = \left( m_v + \frac{1}{r_d^2} (I_k + I_m (i_{uk})^2) \right) a$$



### A.1.1.5 OTPOR UBRZANJA VOZILA

Pojednostavljeni izraz :

$$R_u = \left( m_v + \frac{1}{r_d^2} (I_k + I_m (i_{uk})^2) \right) a = m_v \delta a$$

$\delta$  ... Koeficijent učešća rotacijskih masa, vrijednosti za osobne automobile :

1.15 – 1.18 ... za 1. stupanj prijenosa

1.05 – 1.06 ... za najviši stupanj prijenosa

Sposobnost ubrzanja zavisi o višku vučne sile. Što je redukcija veća (manji stepen prenosa), veća je vučna sila na obodu točka i ubrzanje vozila → **vučni dijagram**.



### A.1.1.5 OTPOR UBRZANJA VOZILA

Pojednostavljeni izraz :

$$R_u = \left( m_v + \frac{1}{r_d^2} (I_k + I_m (i_{uk})^2) \right) a = m_v \delta a$$

$\delta$  ... Koeficijent učešća rotacijskih masa, vrijednosti za putničke automobile :  
1.15 – 1.18 ... za 1. stepen prenosa  
1.05 – 1.06 ... za najviši stepen prenosa

Sposobnost ubrzanja zavisi o višku vučne sile. Što je redukcija veća (manji stepen prenosa), veća je vučna sila na obodu točka i ubrzanje vozila → **vučni dijagram**.



### A.1.1 UKUPNI OTPORI VOŽNJE

Za lična i komercijalna vozila

$$R = R_k + R_z + R_t + R_p + R_u$$

$$R = f_k m_v g \cos \alpha + \frac{1}{2} \rho V^2 A C_D + R_t + m_v g \frac{s}{100} + m_v \delta a$$

$$R = m_v \left( f_k g \cos \alpha + g \frac{s}{100} + \delta a \right) + \frac{1}{2} \rho V^2 A C_D + R_t$$

Za vučna vozila :

$$R_{vv} = R + R_{prik.}$$

Za traktore (prilikom rada na poljoprivrednom zemljištu) :

$$R_{pv} = k A_p$$

$k$  ... Spec. otpor zemljišta (pijesak: 20 – 30 N/m<sup>2</sup>, oranica: 40 – 60 N/m<sup>2</sup>, tvrda zemlja: 60 – 100 N/m<sup>2</sup>)  
 $A_p$  ... Površina poprečnog presjeka brazde [m<sup>2</sup>]



## A.1.2 VUČNE SILE

**Vuča** vozila rezultat je trenja između **točka** i podloge po kojoj **točak** putuje. Za vozila kod kojih se vučna sila prenosi na podlogu preko **točkova** – vučno **trenje** je pozitivan efekt.

Najveća moguća vučna sila između **točka** i podloge ovisi o:

- osobinama materijala u dodiru,
- makro- i mikroskopskoj geometriji na mjestu kontakta (hrapavost),
- silama koje djeluju na mjestu dodira,
- veličini dodirne plohe.



## A.1.2 VUČNE SILE

- Vučna sila,  $F_v$ , raste povećanjem prenosnog odnosa u mjenjaču,  $i_m$ .

$$F_v = \frac{M_p}{r_d} = \frac{M_m i_{uk} \eta_t}{r_d}$$

$F_v$ ... Vučna sila prenesena na podlogu [N]

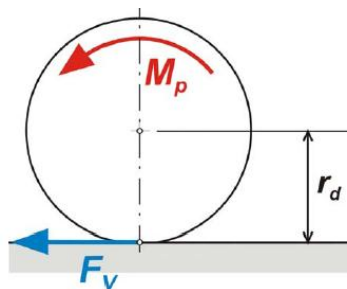
$M_p$ ... Moment doveden na pog. točkove [Nm]

$M_m$ ... Moment motora [Nm]

$i_{uk} = i_m \cdot i_o$ ... Ukupni prenosni odnos

$\eta_t$ ... Stepen iskorišćenja transmisije

$r_d$ ... Dinamički radijus točka [m]







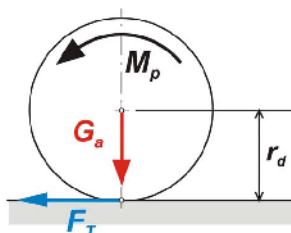
## A.1.2 REALIZACIJA VUČNE SILE

Za realizaciju vučne sile najvažnija je **sila trenja** između točka i podloge, tj. max. vučna sila ograničena je **proklizavanjem** :

$$F_V = F_T \leq \mu_a G_a$$

Na uzbrdici :

$$F_V = F_T \leq \mu_a G_a \cos \alpha$$



$F_T$  ... Sila trenja na mjestu kontakta točka i podloge (ovo nije otpor kotrljanja!) [N]  
 $\mu_a$  ... Adhezivni koeficijent trenja [-]  
 $G_a$  ... Opterećenje točka na pogonskoj osovini ili adhezivno opterećenje [N]



## A.1.2 FAKTOR ADHEZIONE TEŽINE

Pokazatelj vučne sposobnosti vozila, **faktor adhezije težine**:

$$k_a = \frac{G_a}{G_v} \begin{cases} 1 \dots \text{Pogon na sve točkove} \\ 0.5 - 0.6 \dots \text{Dva pogonska točka (4x2)} \\ 0.7 - 0.75 \dots \text{Četiri pogonska točka (4x4)} \end{cases}$$

$G_a$  ... Opterećenje točkova na pogonskoj osovini ili adhezivno opterećenje [N]  
 $G_v$  ... Ukupna težina vozila [N]

Vučna vozila potrebno je dodatno opteretiti kako bi se povećala adhezijska sila (dodavanje utega na pogonsku osovину, punjenje pogonskih točkova vodom kod traktora, itd.).



## A.1.2 ADHEZIVNI KOEFICIJENT TRENJA

Koeficijent trenja,  $\mu_a$ , zavisi od:

- a) materijalu kolnika (podloge),
- b) površinskom stanju kolnika,
- c) izvedbi protektorskog sloja gume,
- d) vrsti pneumatika (radijalne, dijagonalne),
- e) pritisku vazduha u gumi
- f) temperaturi pneumatika,
- g) veličini kontaktne površine,
- h) brzini klizanja točka .

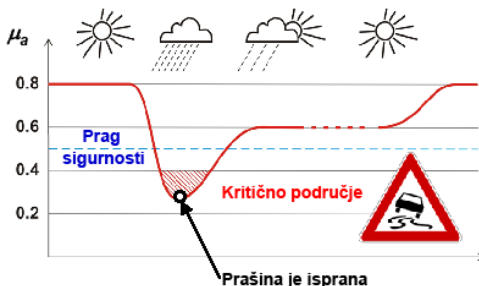


## A.1.2 UTICAJ PODLOGE

a) Materijal i b) površinsko stanje kolnika (podloge) :

Vrlo je važna **hrapavost**, naročito ako je kolnik **mokar**. Šiljci hrapavosti probijaju vodeni sloj i ostvaruju dodir s gumom, veća hrapavost kolnika  $\Rightarrow$  bolje prenošenje vučne sile i sile kočenja.

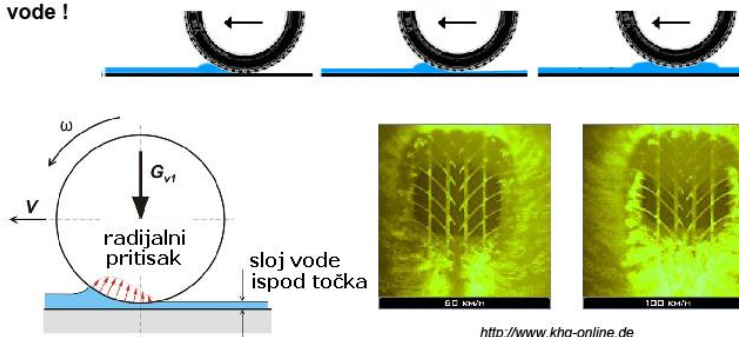
**Površinsko stanje kolnika obzirom na atmosferske uslove**  $\Rightarrow$  kolnik najskliskiji kad kiša počne padati (prve kapi kiše + prašina = **viskozno klizanje**). Daljnjim padanjem kiše  $\Rightarrow$  sloj visk. klizanja se ispire i  $\mu_a$  počinje rasti.





## A.1.2 GLISIRANJE

**Kritično područje** : radijalni pritisci podignu točak (vodeni klin)  $\Rightarrow$  gubitak kontakta između kolnika i pneumatika  $\Rightarrow$  **glisiranje** (aquaplaning) na sloju vode !



<http://www.khg-online.de>

**Opasno** zbog naglog smanjenja trenja između kotača i podloge  $\Rightarrow$  nemogućnost skretanja, kočenja i ubrzavanja !



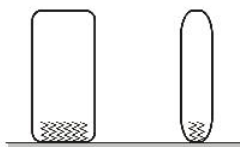
## A.1.2 GLISIRANJE

Glisiranje je karakteristično za brzine  $V > 60$  km/h. Pojavljuje se samo u slučaju dovoljno ravne ceste, koja omogućuje nakupljanje dovoljno debelog sloja vode.

Pri vožnji s **80 km/h** na mokroj cesti protektorski sloj gume mora odvesti do **25 l / s** !



<http://www.khg-online.de>



**Teretna vozila** : manja opasnost od glisiranja zbog većeg opterećenja točka . Motorkotači i bicikli također znatno manje osjetljivi na glisiranje zbog klinastog oblika presjeka pneumatika.



## A.1.2 GLISIRANJE

Granična brzina glisiranja (za teretna vozila) :

$$V_{glis} = 80\sqrt{p}$$

$V_{glis}$  ... Granična brzina glisiranja [km/h]

$p$  ... Pritisak pneumatika [bar]  $\rightarrow p = 2 \text{ bar} \Rightarrow V_{glis} = 113 \text{ km/h}$



## A.1.2 UTJECAJ PROTEKTORSKOG SLOJA GUME

**c) Izvedba i materijal protektorskog sloja gume**

↓                      ↓  
Oblici utora, širina      Mekše gume : veći adh. coef. trenja (  $\mu_a \geq 1.2$  )  
i dubina utora              ali i veći  $R_k$  !





## A.1.2 UTJECAJ PROTEKTORSKOG SLOJA GUME

Rasprostranjenost utora :  $\varphi = \frac{A_u}{A} \cdot 100$  [%]



$A_u$  ... Površina pod utorima [m<sup>2</sup>]  
 $A$  ... Ukupna površina gume [m<sup>2</sup>]

Poprečni utori najbolje odvođe vodu  
ali izazivaju vibracije pneumatika !



## A.1.2 PROTEKTORSKI SLOJ GUME

Uticaj visine stojeće vode,  $h_v$ , na bočni  
koeficijent adhezivnog trenja,  $(\mu_a)_b$  :

Dubina utora mijenja se trošenjem  
pneumatika :

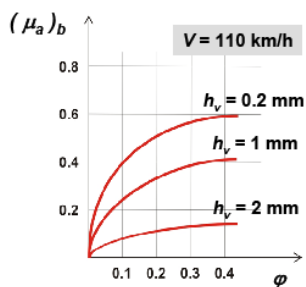
$$\chi = \frac{h}{h_0} \cdot 100$$
 [%]

$\chi$  ... Relativna dubina utora [-]

$h$  ... Stvarna dubina utora [mm]

$h_0$  ... Dubina utora nove gume [mm]

$h_v$  ... Visina sloja stojeće vode na kolniku [mm]



Propis :

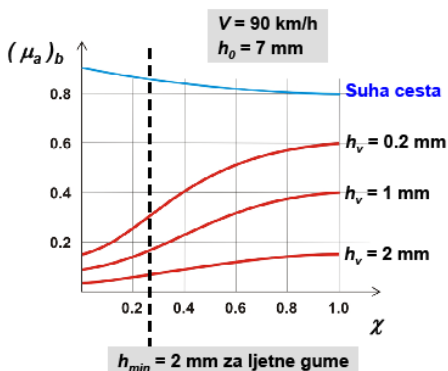
$h_{min} > 2$  mm ... Ljetne gume

$h_{min} > 4$  mm ... Zimske gume



## A.1.2 PROTEKTORSKI SLOJ GUME

Trošenjem gume (padom  $\chi$ ) adhezivna svojstva se poboljšavaju (✓) ali raste i opasnost od glisiranja (✗).



## A.1.2 UTJECAJ VRSTE PNEUMATIKA

d) Radijalne gume imaju bolje prisanjanje na podlogu od starijih dijagonalnih guma.

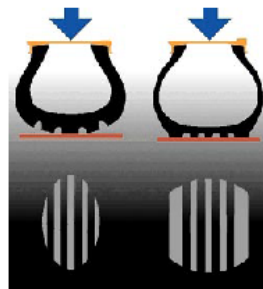
dijagonalna konstrukcija



radijalna konstrukcija



Dijagonalne Radijalne



<http://www.michelinag.com>



## A.1.2 UTICAJ PRITISKA U PNEMATIKU

- e) Promjena pritiska u gumi uslovljava promjenu kontaktne površine

Suhi kolnik → promjena pritiska ne utiče bitno na  $\mu_a$

Mokar kolnik → padom pritiska u gumi pada i pritisak na podlogu, pa se istiskuje manje vode ispod gume ⇒ smanjuje se  $\mu_a$  !



## A.1.2 UTJECAJ TEMPERATURE PNEUMATIKA

- f) Zagrijana guma daje veći  $\mu_a$  i veći  $R_k$ . Temperatura je posebno bitna na poledici :

- Poledica pri 0° C (  $\mu_a \approx 0.05$  ) → led nije toliko opasan sam po sebi, već sloj vode koji nastaje topljenjem leda uslijed pritiska točka → guma ,pliva' na vodi (glisiranje)!
- Poledica pri -10° C (  $\mu_a \approx 0.15$  ) → nema brzog otapanja leda ispod točka → tangencijalne sile su veće.

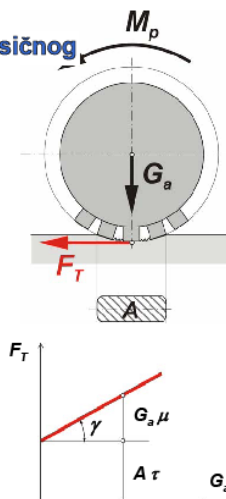


## A.1.2 UTICAJ KONTAKTNE POVRŠINE

- g) Tangencijalna sila nastaje zbrajanjem klasičnog trenja i sile odsjecanja materijala :

$$F_T = A \tau + G_a \mu = F_{od} + G_a \mu$$

$F_T$  ... Tangencijalna sila (sila trenja) [N]  
 $M_p$  ... Pogonski moment [Nm]  
 $A$  ... Površina otiska [m<sup>2</sup>]  
 $\tau$  ... Čvrstoća zemljina odsjecanja  
 $G_a$  ... Opterećenje točka na pogonskoj osovini (adhezivno opterećenje) [N]  
 $\mu$  ... Koeficijent adhezivnog trenja  
 $F_{od} = A \tau$  ... Sila odsjecanja materijala [N]  
 $\gamma = \arctan \mu$  ... Nagib porasta tangencijalne sile [°]

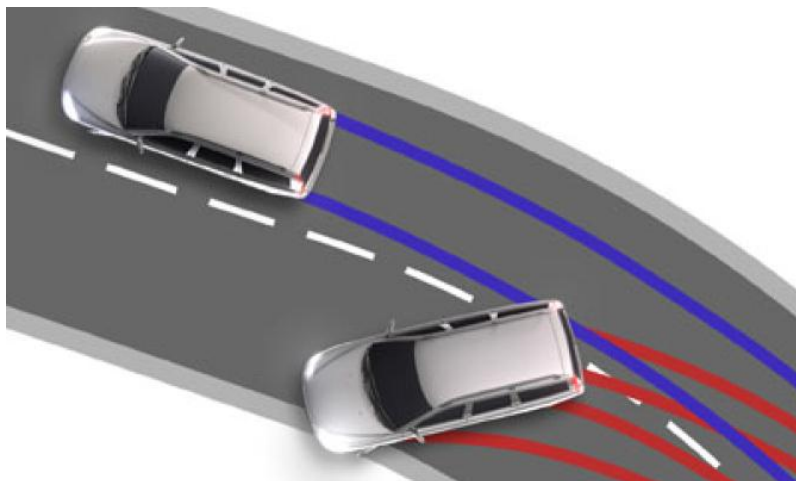


## A.1.2 UTJECAJ KLIZANJA KOTAČA

- h) Brzina klizanja točka (razlika između obodne brzine i translatorne brzine) bitno utiče na efikasnost prenošenja sila pogona i sila kočenja na podlogu.



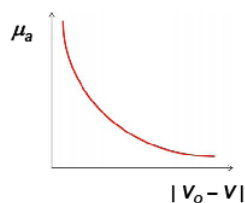
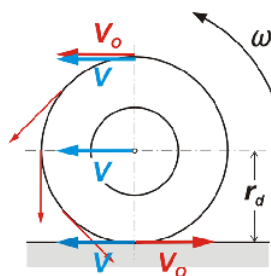




UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

## A.1.2 UTJECAJ RELATIVNE BRZINE TOČKA

Ako postoji razlika između periferne obodne brzine točka  $V_o$ , i translatorne brzine osi točka (ili brzine vozila),  $V \Rightarrow$  klizanje točka  $\Rightarrow$  tangencijalna sila na obodu točka,  $F_v$ .

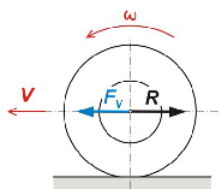


Porastom vrijednosti  $|V_o - V|$  opada adhezivni koeficijent trenja !



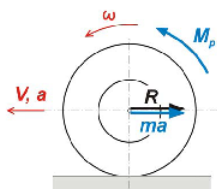
## A.1.2 FUNKCIJE TOČKOVA

Dvije osnovne funkcije točkova: **a)** pokretni oslonac vozila i **b)** pretvaranje mehaničke energije motora u rad potreban za savladavanje otpora kretanja.



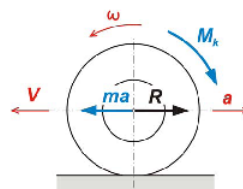
Vučeni točak

Pokretni oslonac vozila, kotrlja se prisilno, tako što se potrebna sila  $F$  prenosi na osovinu točka (nema  $M$ ).



Pogonski točak

Pokretni oslonac vozila + osigurava kretanje vozila, pogonski moment  $M_p$  na osovini savladava otpore vožnje i silu inercije.



Kočeni točak

Pokretni oslonac vozila + osigurava kočenje vozila, moment kočenja  $M_k$  na osovini zaustavlja vozilo (savlada inercijsku silu).



## A.1.2 FUNKCIJE TOČKOVA

**Analiza kotrljanja idealnog točka po ravni (obod kotača i ravina kruti, kontaktna površina reducirana na točku) :**

- Kotrljanje kotača = okretanje oko tačke kontakta točka/ podloga (**trenutna osi okretanja**)  $O_1$
- Okretanje točka oko  $O_1$  = translacija brzinom  $V$  + rotacija oko osi točka  $O$  ugaono brzinom  $\omega$

$O$  ... Os točka

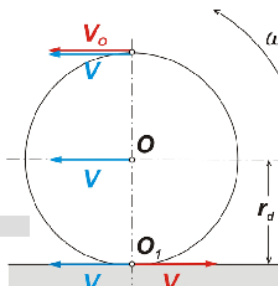
$O_1$  ... Tačka kontakta kotač / podloga

Trenutna os okretanja točka

$\omega$  ... Ugaona brzina okretanja točka [1/s]

$V_o$  ... obodna brzina točka [m/s]

$V$  ... Translatorna brzina osi točka [m/s]





## A.1.2 KINEMATIKA TOČKOVA

**Analiza kotrljanja idealnog točka po ravni (obod točka i ravina kruti, kontaktna površina reducirana na tačku) :**

- Kotrljanje točka = okretanje oko tačke kontakta kotač / podloga (trenutne osi okretanja)  $O_1$
- Okretanje točka oko  $O_1$  = translacija brzinom  $V$  + rotacija oko osi točka  $O$  ugaonom brzinom  $\omega$

$O$ ...Os točka

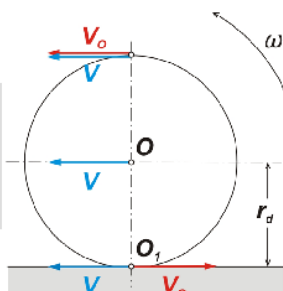
$O_1$ ...Tačka kontakta točka /podloga

Trenutna os obrtanja točka

$\omega$  ...Ugaona brzina obrtanja točka [1/s]

$V_O$ ...Obodna brzina točka [m/s]

$V$ ...Translatorska brzina ose točka [m/s]



## A.1.2 KINEMATIKA TOČKOVA

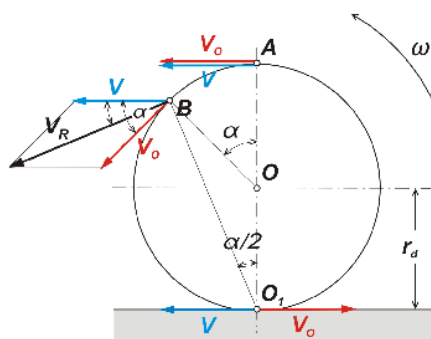
Vektor translatorske brzine usmjeren je u pravcu kretanja i uvijek paralelan s podlogom :

$$V = \omega r_k$$

Vektor obodne brzine usmjeren je u smjeru okretanja točka, tj. tangencijalno na tačku oboda točka :

$$V_O = \omega r_d$$

Rezultantna brzina,  $V_R$ , bilo koje tačke oboda točka određuje se geometrijskim zbrojem vektora brzine u toj tački.



$\omega$  ...Ugaona brzina obrtanja točka [1/s]

$r_d$  .. Dinamički radijus točka [m]

$r_k$  .. Radijus kotrljanja tj. radijus točka razvijen na podlogu za onoliko koliki je put prešao točak



## A.1.2 KINEMATIKA TOČKOVA

Za slučaj  $V = V_O \Rightarrow$  nema klizanja kotača ( $r_d = r_f = r$ )  $\Rightarrow$  Položaj trenutne osi okretanja tačno u  $O_f$ .

Tačka A ( $\alpha = 0^\circ$ ):

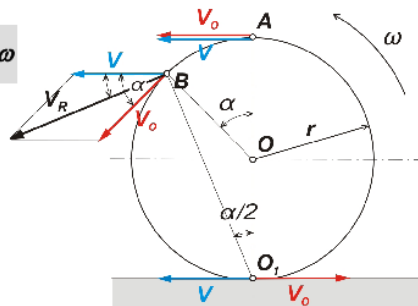
$$\vec{V}_A = \vec{V} + \vec{V}_O = 2r\omega \cos \frac{\alpha}{2} = 2r\omega$$

Tačka B ( $0^\circ < \alpha < 180^\circ$ ):

$$\vec{V}_B = \vec{V} + \vec{V}_O = 2r\omega \cos \frac{\alpha}{2}$$

Tačka  $O_f$  ( $\alpha = 180^\circ$ ):

$$\vec{V}_{O_f} = \vec{V} + \vec{V}_O = 2r\omega \cos \frac{\alpha}{2} = 0$$



Kontaktna tačka ostaje nepokretna u toku beskonačno malog vremena  $\Rightarrow$  apsolutna brzina tačke  $O_f$  jednaka nuli.



## A.1.2 KINEMATIKA TOČKOVA

Zakret tačka za ugao  $\alpha$ : os kotača  $O \rightarrow O'$ , tačka  $B \rightarrow B'$

Kako se giba tačka B?

$$x = B'O_1 - C O_1$$

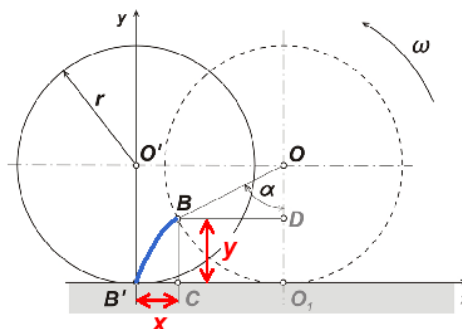
$$B'O_1 = \widehat{B O_1} = r\alpha$$

$$C O_1 = r \sin \alpha$$

$$y = C B = O_1 D = O_1 O - D O$$

$$O_1 O = r$$

$$D O = r \cos \alpha$$



Jednačina kretanja tačke B u parametarskom obliku:

$$x = r\alpha - r \sin \alpha = r(\alpha - \sin \alpha)$$

$$y = r - r \cos \alpha = r(1 - \cos \alpha)$$



Cikloida





## A.1.2 KINEMATIKA TOČKOVA

**Brzina tačke B** → derivacija jednačina kretanja po vremenu  $t$  (uz  $d\alpha/dt = \omega = \text{const.}$ )

$$x = r\alpha - r \sin \alpha = r(\alpha - \sin \alpha) \longrightarrow V_H = r\omega - r\omega \cos \alpha = r\omega(1 - \cos \alpha)$$

$$\frac{d}{dt}(r \sin \alpha) = r \frac{d}{dt}(\sin \alpha) = r \frac{d}{dt}(\sin \alpha) \frac{d\alpha}{dt} = r\omega \cos \alpha$$

$$\frac{d}{dt}(r\alpha) = r \frac{d\alpha}{dt} = r\omega$$

$$\frac{d}{dt}x = V_H$$

$$y = r - r \cos \alpha = r(1 - \cos \alpha) \longrightarrow V_V = r\omega \sin \alpha$$

$$\frac{d}{dt}(r \cos \alpha) = r \frac{d}{dt}(\cos \alpha) = r \frac{d}{dt}(\cos \alpha) \frac{d\alpha}{dt} = -r\omega \sin \alpha$$

$$\frac{dr}{dt} = 0$$

$$\frac{d}{dt}y = V_V$$



## A.1.2 KINEMATIKA TOČKOVA

**Ubrzanje tačke B** za točak koji se kreće po ravnom putu konstantnom brzinom ( $\omega = \text{const.}$ ) → derivacija jednačine brzine po vremenu  $t$

$$a_H = \frac{d}{dt}V_H = \frac{d}{dt}(r\omega - r\omega \cos \alpha) = \frac{d}{dt}(r\omega) - \frac{d}{dt}(r\omega \cos \alpha) = r\omega^2 \sin \alpha$$

$$a_V = \frac{d}{dt}V_V = \frac{d}{dt}(r\omega \sin \alpha) = r\omega^2 \cos \alpha$$

Rezultanta ubrzanja :

$$a = \sqrt{(a_H)^2 + (a_V)^2} = r\omega^2 \sqrt{(\cos \alpha)^2 + (\sin \alpha)^2} = r\omega^2$$

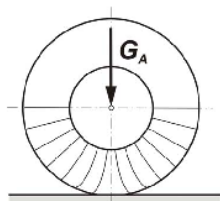


## A.1.2 PROKLIZAVANJE TOČKOVA

Idealni (**kruti**) točak, bez klizanja :

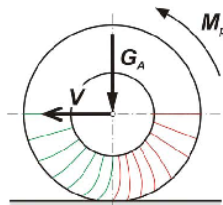
- $V_0 = V$  ( $r_d = r_k = r$ ),
- položaj trenutne osi okretanja  $O_t$  u tački dodira točka i podloge.

Radijalno opterećen **elastični** točak u mirovanju ( $V = 0$ ) :



Tangencijalne deformacije simetrične → unutrašnja naprezanja uravnotežena.

Kotrljanje radijalno opterećenog pogonskog **elastičnog** točka ( $V > 0$ ) :

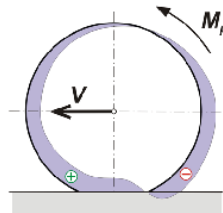
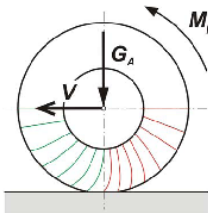


Tangencijalne deformacije nesimetrične → na prednjem dijelu **sabijanje** vlakana, na stražnjem **istežanje** vlakana.



## A.1.2 PROKLIZAVANJE TOČKOVA

Kotrljanje radijalno opterećenog pogonskog **elastičnog** točka ( $V > 0$ ) :



Rapodjela deformacija po obodu točka :

- ⊕ sabijanje,
- ⊖ istežanje.

Prije nego se točak okrene, dolazi do malog zakretanja osovine prema obodu točka, tj. do **zakašnjenja** translatorne brzine u odn. na ugaonu brzinu osovine.

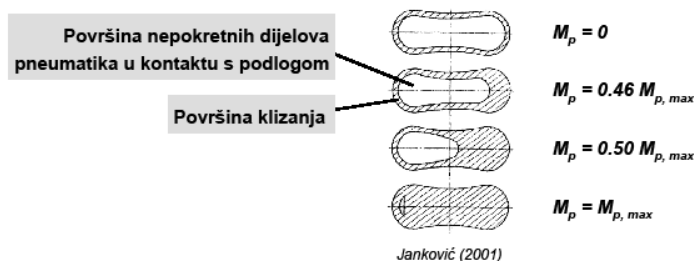
Ako  $M_p$  i  $\omega$  djeluju u istom smjeru, elementi pneumatika koji stupaju u kontakt s tlom se sabijaju (⊕), a oni koji napuštaju kontakt se istežu (⊖).

Početak okretanja (pri  $V = 0$ ) : jedan dio pneumatika na kontaktnoj površini klizi po podlozi, dok drugi dio ostaje nepokretan (**prvi izvor** klizanja točka, tj. razlike između  $V_0$  i  $V$ ) → **elastično proklizavanje** točka.



## A.1.2 KLIZANJE TOČKOVA

Pri  $V > 0 \rightarrow$  porastom  $M_p$  raste i dio kontaktne površine na kojoj se ostvaruje klizanje pneumatika u odnosu na tlo (proklizavanje postaje snažnije). Pri određenoj vrijednosti  $M_p$  ( $M_{p, max}$ ) počinje **istovremeno klizanje** svih tačaka kontaktne površine  $\rightarrow$  **elastično klizanje** točkova



Kašnjenje translatorne brzine za ugaonom brzinom povećava se porastom  $M_p$  (**drugi izvor** klizanja).



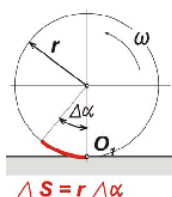
## A.1.2 KOEFICIJENT KLIZANJA TOČKOVA

**Pogonski točak**  $\rightarrow$  posljedica proklizavanja & klizanja  $\rightarrow$  put ostvaren jednim okretom točka manji je nego u slučaju kotrljanja bez klizanja  $\rightarrow$  porastom  $M_p$  opada efektivni radijus kotrljanja  $r_k$  !

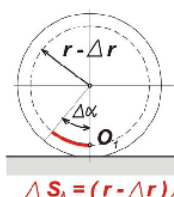
Koeficijent klizanja  
pogonskog točka :

$$\lambda = \frac{\Delta s - \Delta s_k}{\Delta s} = \frac{r \Delta \alpha - (r - \Delta r) \Delta \alpha}{r \Delta \alpha} = \frac{\Delta r}{r}$$

Efektivni radijus kotrljanja :  $r_k = r - \Delta r = r - \lambda r = r(1 - \lambda)$



$$\Delta S = r \Delta \alpha$$



$$\Delta S_k = (r - \Delta r) \Delta \alpha$$

$\Delta s$  ... Put koji napravi točak bez klizanja [m]

$\Delta s_k$  ... Predeni put točka s klizanjem [m]

$r_k$  ... Efektivni radijus kotrljanja [m]

$r$  ... Radijus točka [m]

$\Delta \alpha$  ... Ugao zaokreta točka [deg]

$O_1$  ... Trenutna os okretanja točka



## A.1.2 KOEFICIJENT KLIZANJA TOČKOVA

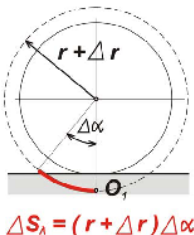
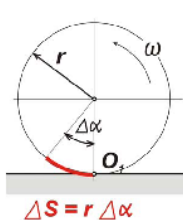
Prilikom **kočenja** situacija je obrnuta → smjer djelovanja  $M$  suprotna od  $\omega$   
→ put ostvaren tokom jednog okretaja točka veći je nego bez klizanja → povećanjem  $M_k$  raste  $r_k$ !

Koeficijent klizanja  
kočenog točka :

$$\lambda = \frac{\Delta s_\lambda - \Delta s}{\Delta s} = \frac{(r + \Delta r) \Delta \alpha - r \Delta \alpha}{r \Delta \alpha} = \frac{\Delta r}{r}$$

Efektivni radijus kotrljanja :

$$r_k = r + \Delta r = r + \lambda r = r(1 + \lambda)$$

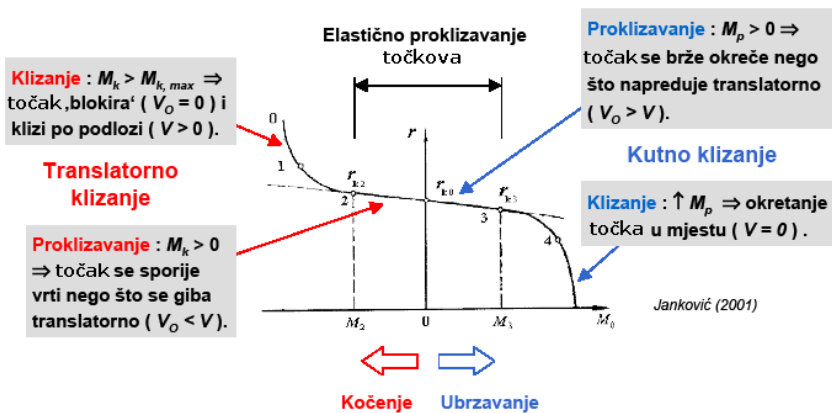


$\lambda = 20\%$  → u vremenu dok se obod točka zavrti za 1 m, os točka (vozilo) pređe 1.2 m.



## A.1.2 BRZINA KLIZANJA

Ovisnost  $r_k$  o  $M$  :

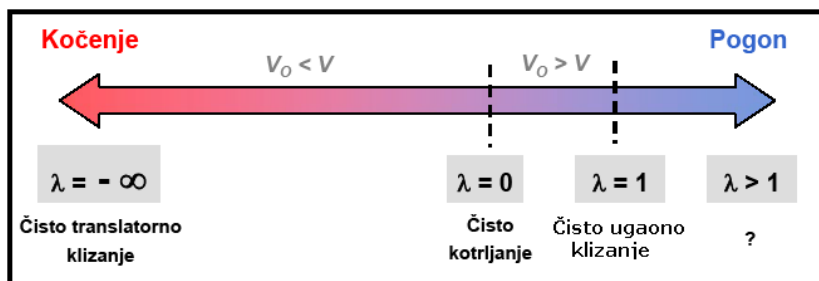






## A.1.2 BRZINA KLIZANJA

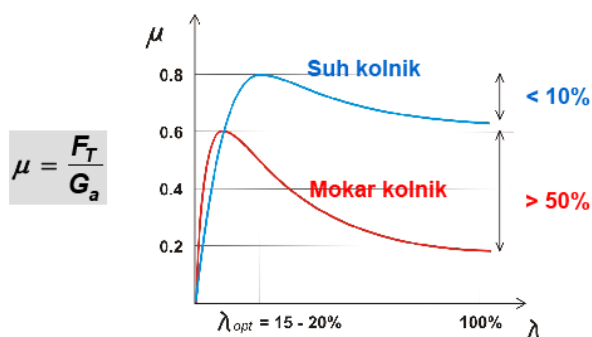
Ubrzavanje :  $\lambda = \frac{V_0 - V_{klizanja}}{V_0} \cdot 100$  [%]



Kočenje :  $\lambda = \frac{V - V_0}{V} \cdot 100$  [%]



## A.1.2 FAKTOR TRENJA



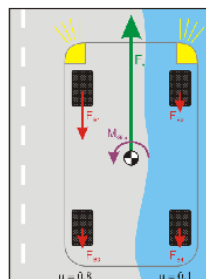
Najveće usporenje točkova je obično kod  $\lambda = 10 - 30\%$ . Prekoračenje max. moguće sile kočenja → smanjuje se efekt kočenja ( $\mu$  opada, posebno na mokrom kolniku). U ekstremnom slučaju dolazi do potpunog blokiranja kočenih točkova (čisto translatorno klizanje,  $\lambda = 100\%$ ).



## A.1.2 SPREČAVANJE BLOKIRANJA KOČENIH TOČKOVA

Blokiranje kočenih točkova ( $\lambda = 100\%$ ) :

- rapidno smanjena mogućnost prenošenja bočnih sila → **nemoguće skretanje**,
- smanjen  $\mu$  → smanjena mogućnost kočenja, duži zaustavni put,
- različito stanje podloge ispod kočenih točkova → različite sile kočenja → vozilo gubi bočnu stabilnost (**zanošenje**) !



$\mu$  - split kočenje



## A.1.2 SPREČAVANJE BLOKIRANJA KOČENIH TOČKOVA

Blokiranje kočenih točkova ( $\lambda = 100\%$ ) → treba smanjiti silu kočenja ( $\downarrow \lambda$ ), sve dok se točkovi ponovno ne počnu okretati ( $\uparrow \mu$ ).



Elektronski sistem protiv blokiranja kočenih točkova **ABS** regulira (naizmjenično smanjuje i povećava) silu kočenja na svakom točku posebno ( $\lambda = \text{const.}$ ) → omogućava optimalan tok kočenja

Sistem protiv blokiranja kočenih točkova (Anti-Blockier-System) najveći efekt ima upravo na mokrom kolniku gdje povećava bočnu stabilnost.

**ABS kočnice, povijest :**

- 1920 – G. Voisin (FR), zrakoplovni inženjer
- 1936 – Bosch (D), patent
- 1966 – Jensen FF (UK), prvi serijski automobil s ABS kočnicama (mehanički princip)
- 1969 – prvi elektronički regulirani ABS (ITT Automotive, USA)
- 1978 – serijska proizvodnja elektroničkog ABS sistema (Bosch, D)



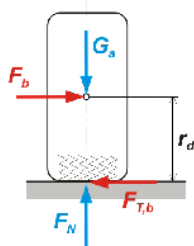
## A.1 POGON VOZILA

- A.1.1 Otpori vožnje
- A.1.2 Vučne sile
- A.1.3 Bočne sile**
- A.1.4 Vertikalne sile
- A.1.5 Raspodjela opterećenja na osovine i kotače
- A.1.6 Mogućnost realizacije performansi
- A.1.7 Utjecaj bočnih sila na preraspodjelu opterećenja



### A.1.3 BOČNE SILE - UVOD

Bočne sile trenja važne su za **vođenje** vozila. Odupiru se inercijalnim silama, bočnim silama nagiba terena, silama bočnog vjetra itd.



$F_b$  ... Bočna sila [N]

$F_{T,b}$  ... Bočna sila trenja [N]

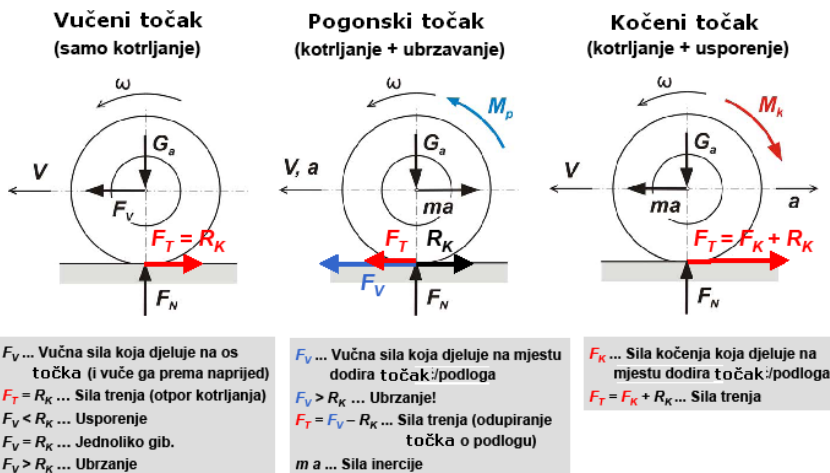
$\mu_b = \mu_s$  ... Bočni koeficijent trenja [-]

$$F_{T,b} \leq \mu_b F_N$$

Bočna sila trenja limitirana je adhezivnom težinom i koeficijentom trenja:



### A.1.3 SILA TRENJA (TOČAK - PODLOGA)



### A.1.3 TRENJE

- Pogonski moment odnosno sila na točkovima ubrzava ili usporava rotaciju točkova, sila trenja je ta koja ubrzava ili usporava transportno sredstvo
- Sila trenja varira s iznosu od primjene sile.
- Maksimalnu sila trenja određuje koeficijent trenja između točka i podloge. Ako djelujuća sila premaši maksimalnu silu trenja dolazi do klizanja.

#### Funkcionalnost ABS kočnica

- Anti-lock pauze imaju funkciju razbijanja momenta na točkovima odnosno sile između gume i podloge koja je dnaka ili manja od sile trenja.
- Rotacija usporava onda po istoj stopi decelerates automobil, tako da auto ne skliznuti.



## A.1.3 TRENJE KOTRLJANJA

Kolika je sila zaustavljanja vozila ?

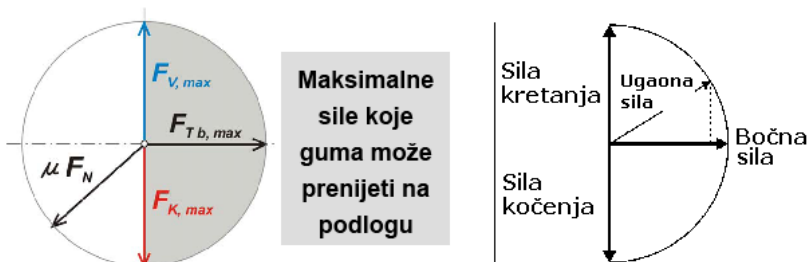
### TRENJE

- Sile unutarnjeg trenja koje djeluju na točak usporavaju rotaciju točka.
- Međutim, prema prvom Newtonov zakonu, djelovanje vanjskih sila na objekt dovodi do promjene ubrzanja odnosno do promjene sile inercije
- **Trenje kotrljanja** je ono koje usporava kretanje vozila.



## A.1.3 KRUG TRENJA

Guma elastično deformabilna u svim smjerovima → mogućnost prenošenja sile trenja u svim smjerovima → **krug trenja** :





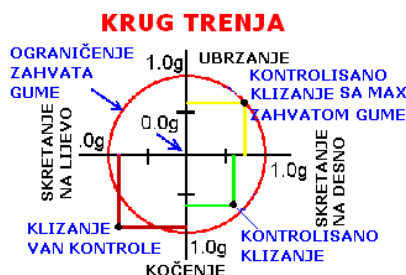
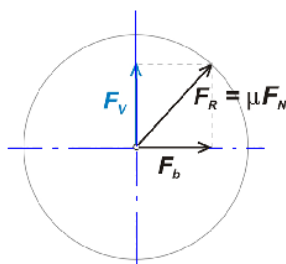
## A.1.3 KRUG TRENJA

Ako istovremeno djeluju dvije sile, npr.  $F_v$  i  $F_b$ , mjerodavan je njihov zbroj,  $F_R$ :

$$\vec{F}_R = \vec{F}_V + \vec{F}_b$$

**Maksimalni iznos** rezultante određen koeficijentom trenja i normalnom silom:

$$F_R \leq \mu F_N$$



## A.1.3 UBRZANJE NAPRED

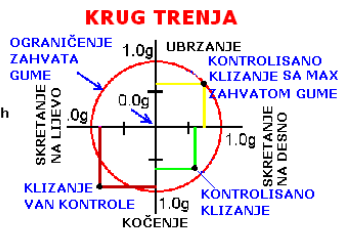
U 2006 F1 bolidi imaju snagu na motoru do 1.250 KS (932 kW) / t (0,9 kW / kg). Teoretski to bi omogućilo ubrzanje automobila do 100 km / h u manje od 1 sekunde.

Međutim sva snaga se ne pretvara u kretanje pri malim brzinama, zbog gubitka u vuči, a uobičajena brojka iznosi 2 sekunde do 100 km / h. Posle 130 km / h u vuči se smanjuje gubitak zbog bržeg kretanja automobila i manjeg pritiska strujanja vazduha kroz krilca spojlera, dakle auto i dalje ima visok stepen ubrzanja.

Podaci za 2006 Renault R26 (ovisno o aerodinamičkoj formi):

0 to 100 km/h (62 mph): 2.0 seconds  
0 to 200 km/h (124 mph): 3.9 seconds  
0 to 300 km/h (186 mph): 8.6 seconds

Ubrzanje je obično 2,46 g (24,1 m / s<sup>2</sup>) do 200 km / h (124 mph), što znači Vozač upire gura natrag u sjedalo sa 2,46 puta njegove tjelesne težine.





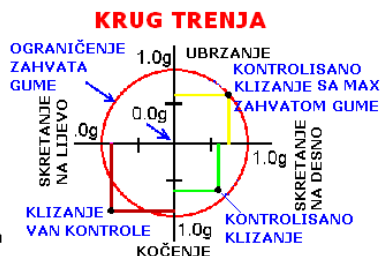
### A.1.3 USPORENJE KRETANJA ( KOČENJE )

Keramičke kočnice u kombinaciji sa aerodinamikom rezultuju velike sile kočenja. Usporavanje sila kočenja je obično  $4g$  ( $39 \text{ m/s}^2$ ), a može biti  $5-6g$  pri kočenju iz krajnje brzine, na primjer u vožnji Gilles Villeneuve u Indianapolisu.

Aerodinamičnosti pridonosi čak  $1.0g$  od sile kočenja, što je ekvivalent usporavanju koje imaju kočnice na većini sportskih automobila.

Drugim riječima, ako se gas otpusti, F1 automobila usporava u kretanju po istoj stopi kao i većina sportskih automobila veze sa kočenjem, na brzinama iznad  $150 \text{ km/h}$ .

Vozači ne iskoristite kočenje motorom ili kompresijom motora, iako je kočenje moguće i na ovaj način. Jedini razlog zbog kojeg to ne rade je promjena stepena prenosa ulaskom u krivinu i maksimalno ubrzanje po izlasku iz krivine.



### A.1.3 0-160-0 KM/H

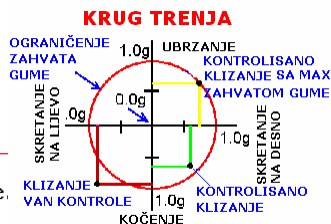
0-160-0 km/h	(seconds)
F1 (2006)	< 5
Bugatti Veyron (2006)	9.90
Suzuki GSX-R1000 (2006)	10.70
Ferrari Enzo (2004)	10.90
Ariel Atom (2006)	11.00
McLaren F1 (199?)	11.50
Porsche Carrera GT (2004)	11.60
Porsche 911 Turbo (2006)	12.50
Lambo Gallardo Superleggera (2006)	12.90
Ford Focus WRC (2006)	13.57
Corvette Z06 (2006)	13.80
BMW M6 (2006)	14.95
Nissan 350Z (2006)	18.80
Renault Megane F1 (2006)	20.55





## A.1.3 PROMJENA (CENTRIPETAL) UBRZANJA

F1 automobili su dizajnirani prvenstveno za visoke brzine i u zavojima - aerodinamički elementi mogu proizvoditi za tri puta težinu automobila u Downforce, Downforce je pritisak koji strujanje zraka kroz krilca i spojler vrši na bolid čineći ga pri tome stabilnijim. Što je downforce manji to je konačna brzina veća..na štetu kočenja.



Okretna sila pri malim brzinama (ispod 70 do oko 100 km / h) uglavnom dolazi iz tzv 'mehanički zahvat' od gume. Na takvim malim brzinama automobil može okret na 2,0 g.

Na brzinu od samo 130 km / h, Downforce jednak težini automobila. Na 210 km / h već dobija ubrzanje od 3.0g. Velike brzine u krivinama su snimljene iznad 5.0g (6.0g je snimljena u Suzuka's 130-R ugla).

Ovo je u suprotnosti s  $\approx 1g$  za Enzo Ferrari, jedan od najboljih sportskih trkačkih automobila.



## A.1.3 PROMJENA (CENTRIPETAL) UBRZANJA

Kao primjer krajnje brzine u zavojima, Blanchimont i Eau Rouge uglovima na Spa-Francorchamps preuzeti su punom brzinom iznad 300 km / h, dok utrka-spec GT automobili mogu samo to učiniti na 150-160 km / h.

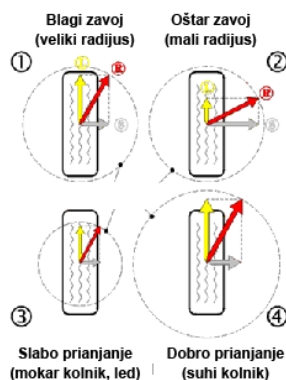






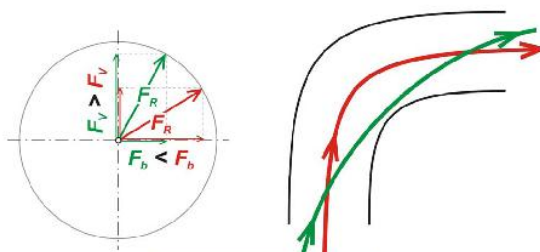
## A.1.3 KRUG TRENJA

Koeficijent trenja,  $\mu$ , se mijenja ovisno o materijalu i stanju podloge, pa unutar kružnice najvećeg trenja postoji niz koncentričnih kružnica :



## A.1.3 KRUG TRENJA

Povećanjem efektivnog radijusa zavoja ► Raste najveća ostvariva vučna sila





## A.1.3 BOČNA STABILNOST

Uslov bočne stabilnosti  $F_b = \sqrt{F_R^2 - F_V^2} \leq \sqrt{(\mu F_N)^2 - F_V^2}$

Kada  $F_R$  'preraste' krug trenja ► zanošenje vozila !



Ari Vatanen, Peugeot 405 T16  
Pikes Peak, USA, 1988

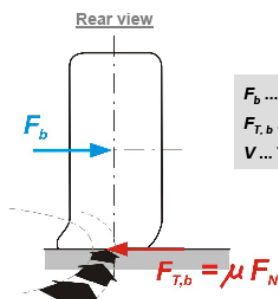


## A.1.3 BOČNA SILA

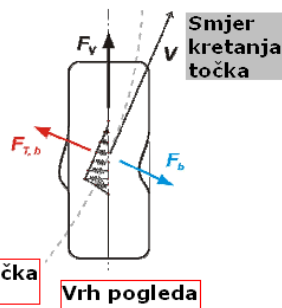
Točak je bočno elastičan ► prilikom skretanja na mjestu dodira točka i podloge dolazi do bočne deformacije vlakana na pneumatiku ► **bočno proklizavanje**.

Javlja se **bočna sila** kao posljedica a) trenja između gume i podloge, i b) deformacija stijenke gume.

Smjer djelovanja  
vučne sile  
(smjer gledanja točka)



$F_b$  ... Inercijalna (bočna) sila [N]  
 $F_{T,b}$  ... Bočna sila trenja [N]  
 $V$  ... Translatorska brzina [m/s]



Smjer  
kretanja  
točka

Putanja točka  
u zavoju

Vrh pogleda



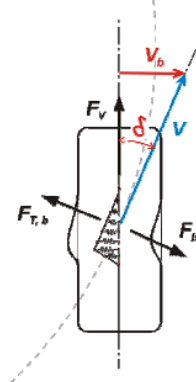
### A.1.3 UGAO BOČNOG KLIZANJA

Prilikom ulaska u kontaktnu površinu, elementi gume trenutno miruju (sila trenja 'lijepi' elemente za podlogu). Zbog djelovanja bočnih sila ► bočno klizanje pojedinih elemenata gume (bočna deformacija).

Prilikom gibanja 'unatrag' po kontaktnoj površini, element u kontaktu s kolnikom sve se više bočno udaljava od ravnine rotacije ► bočna deformacija raste ► **brzina bočnog klizanja**,  $V_b$ .

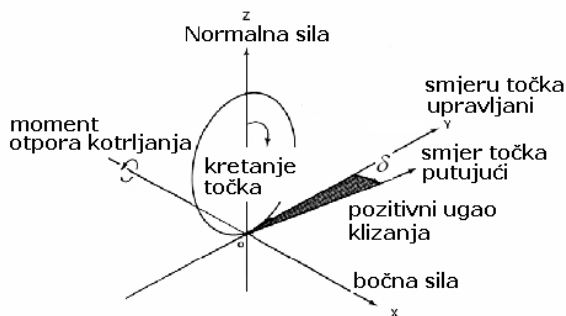
**Kut bočnog klizanja** (ili kut deformacijskog bočnog zanošenja),  $\delta$ , mjera je bočne deformacije vlakana, tj. deformacije kontaktne površine:

$$\delta = \arcsin\left(\frac{V_b}{V}\right)$$



### A.1.3 UGAO ISKLIZNUĆA U STRANU

Ugao iskliznuća  $\delta$  je ugao između valjanje točka stvarni smjer putovanja i smjer prema kojem je to teži pokazuje.



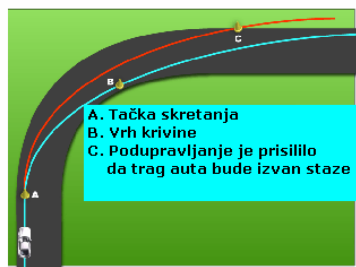
Putnički automobili	$F_b \leq 0.25 G_a$	... $\delta \leq 3^\circ$
Trkaći automobili	$F_b \leq 0.80 G_a$	... $\delta \leq 12^\circ$



### A.1.3 PODUPRAVLJANJE / PREUPRAVLJANJE

Točkovi vozila su nejednako opterećeni težinom vozila ► ugao bočnog klizanja nije isti za sve točkove. Odnos između uglova bočnog klizanja za pojedine točkove određuje ponašanje vozila u krivini:

Iznos  $\delta$  veći na prednjim točkovima ► **podupravljanje**



Iznos  $\delta$  veći na zadnjim točkovima ► **preupravljanje**



### A.1.3 PODUPRAVLJANJE / PREUPRAVLJANJE





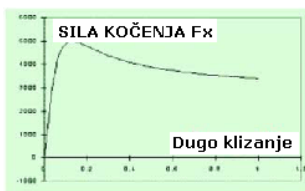
## A.1.3 BOČNA SILA

Mali iznosi  $\delta$  ► bočna sila linearno proporcionalna uglu deformacijskog bočnog zanošenja:

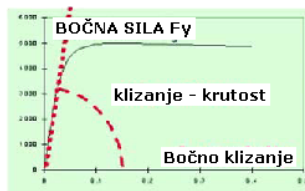
$$F_b = k_b \delta$$

$k_b$  ... Faktor otpora bočnom skretanju pneumatika ( klizanje - krutost [N/rad]

Ovisnost vučne sile,  $F_v$ , o  
uzdužnom klizanju ( koef.  $\lambda$  )



Ovisnost bočne sile,  $F_b$ , o  
bočnom klizanju ( ugao  $\delta$  )



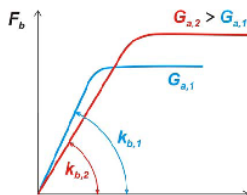
## A.1.3 FAKTOR OTPORA SKRETANJU

Faktor otpora skretanju,  $k_b$ , zavisi o :

- Unutarnjoj strukturi pneumatika ( radijalna guma ima veći  $k_b$  )

Osobna vozila :  $k_b = 14$  (dij.) – 22 (rad.) kN/rad  
Teretna vozila:  $k_b = 85 - 100$  kN/rad

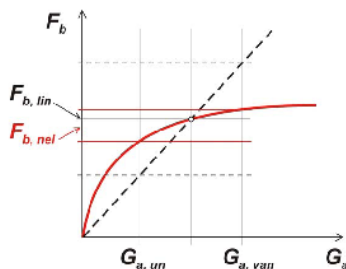
- Pritisku vazduha u gumi (porastom pritiska raste  $k_b$ , tj. guma manje klizi)
- Širini gume ( veća širina, veći  $k_b$  )
- Radijalnom otperećenju ( porastom težine opada  $k_b$  )





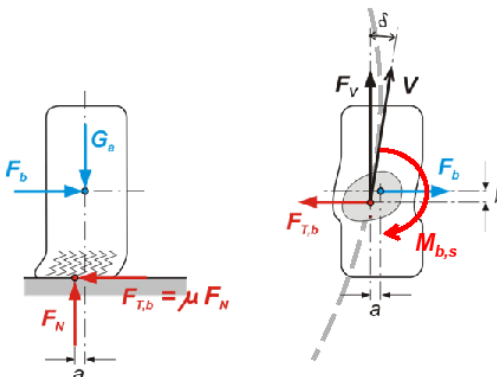
### A.1.3 FAKTOR OTPORA SKRETANJU

Vožnja u zavoju ► raspodjela opterećenja na vanjske točkove zbog inercije ( vanjski točak raste  $G_a$ , unutrašnji točak opada  $G_a$ ) ► Na vanjskom točku bočna sila raste sporije nego na unutrašnjem (  $k_b$  za vanjski točak manji nego za unutrašnji ) ► prosječna bočna sila na osovini se smanjuje ► opasnost od **zanošenja vozila!**



### A.1.3 MOMENT STABILIZACIJE

Bočno deformisanje kontaktne površine ► hvatište bočne sile trenja,  $F_{t,b}$ , (djeluje u centru deformisane kontaktne površine) ne poklapa se s hvatištem bočne sile koja djeluje na osovinu točka,  $F_b$  ► **moment stabilizacije**,  $M_{b,s}$ .





## A.1 POGON VOZILA

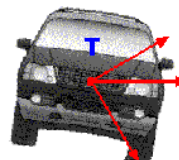
- A.1.1 Otpori vožnje
- A.1.2 Vučne sile
- A.1.3 Bočne sile
- A.1.4 Vertikalne sile**
- A.1.5 Raspodjela opterećenja na osovine i točkove
- A.1.6 Mogućnost realizacije performansi
- A.1.7 Utjecaj bočnih sila na preraspodjelu opterećenja



### A.1.4 VERTIKALNE SILE

Ukupna težina vozila,  $G_{voz}$ , podijeljena je na oslonce (kotače). U proračunima  $G_{voz}$  uvijek posmatramo kao koncentriranu silu u **težištu** vozila,  $T$ .

**Težište je geometrijsko veličina objekta. Ono predstavlja prosječnu lokaciju centra težine objekta. Mi možemo sasvim tačno opisati pokret bilo kojeg objekta u prostoru opisujući geometriju težišta od jednog do drugog mjesta kao rotaciju ukoliko je izvodljiva. Ako objekt ograničimo na rotaciju oko neke druge točke, kao što su šarke, još uvijek se može opisati svoje kretanje pomoću c.o.g.( centra gravitacije)**





## A.1.4 TEŽIŠTE (SREDIŠTE MASE) VOZILA

Položaj središta mase (**težište**, centra gravitacije) i dinamički momenti tromosti (inercije) osnovne su polazne veličine koje definišu upotrebne veličine vozila

- sposobnost ubrzanja i kočenja,
- stabilnost,
- savladavanje uspona,
- upravljanje.

Položaj središta mase (težišta) utiče na momente tromosti (inercije) a time i na raspodjelu opterećenja prilikom kretanja vozila.



## A.1.4 ODREĐIVANJE TEŽIŠTA VOZILA

Teorija određivanja težišta vozila zasniva se na statičkoj ravnoteži vozila. Vozilo treba biti pripremljeno i opremljeno standardnom opremom ili specijalnom opremom ako to test zahtjeva. Vozilo mora biti u potpunosti servisirano (gorivo, ulje, voda, rashladni medij i sl.).

Instrumenti za mjerenje moraju biti u nekoj toleranciji koja je propisana slijedećim stavkama:

- Težina 0.3 %
- Visina 0.2 %
- Vrijeme 0.001 s





## A.1.4 ODREĐIVANJE TEŽIŠTA VOZILA

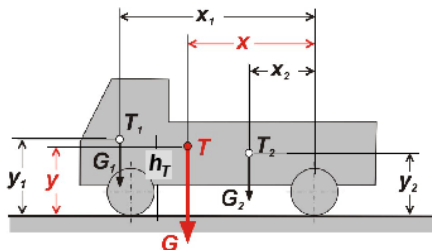
Teorija određivanja težišta vozila zasniva se na statičkoj ravnoteži vozila.

Određivanje položaja težišta **matematički** ili **eksperimentalno** (na prototipu).

### a) Matematički

$$x = \frac{\sum G_i x_i}{\sum G_i}$$

$$y = h_T = \frac{\sum G_i y_i}{\sum G_i}$$



Faktor nosivosti:  $e = \frac{G_{korisna}}{G_{vlastita}}$  (za putnička vozila :  $e \approx 0.4$ )

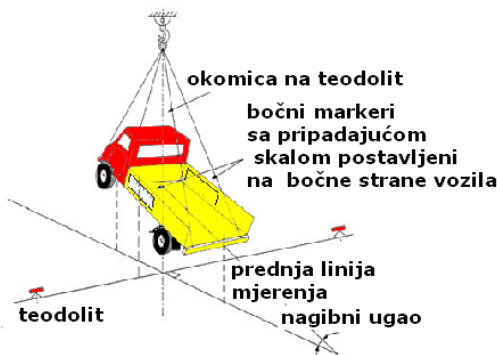


## A.1.4 ODREĐIVANJE TEŽIŠTA VOZILA

### Eksperimentalno

#### b1) Metoda vješanja:

Vozilo označimo markerima na bočnim stranama i slobodno objesimo na kuku, uzad pričvrstimo na sva 4 ugla vozila. Vertikalna linija kroz tačku vješanja prolazi kroz centar masa odnosno težište. Razlika u težini oba kraja vozila određuje ugao koji se vidi na bočnim stranama na markerima.





## A.1.4 ODREĐIVANJE TEŽIŠTA VOZILA

### Eksperimentalno

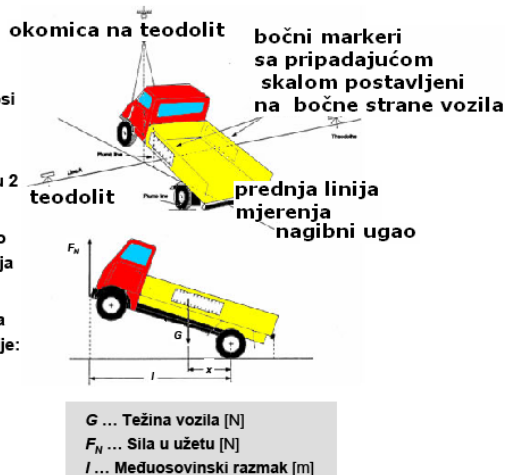
#### b2) Metoda reakcija:

Bazirana na principu da je suma momenata oko osi rotacije jednaka nuli, sve dok je tijelo u stanju mirovanja.

- Vozilo se zakочи i učvrsti na prednjem dijelu u 2 točke, te se pomoću užadi zakvači na vagu.
- Vozilo se podiže tako da je užde uvijek okomito na podlogu (max. nagib 45 stupnjeva). Stražnja osovina uzima se kao os rotacije.
- Na boku vozila označi se vertikalna linija, koja označava hor. udaljenost težišta od osi rotacije:

$$Gx = F_N l \rightarrow x = \frac{F_N l}{G}$$

- Postupak ponoviti za stražnji kraj vozila.
- Sjecište dviju linija na boku vozila daje **horizontalnu i vertikalnu poziciju težišta**.

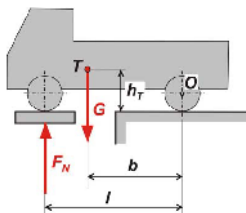


## A.1.4 ODREĐIVANJE TEŽIŠTA VOZILA

### Eksperimentalno

#### b3) Metoda mjerenja težine:

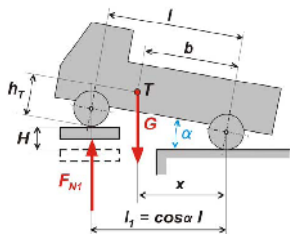
##### 1. vaganje ► 1. težišnica



$$\sum M_O = 0$$

$$Gb = F_N l \rightarrow b = \frac{F_N l}{G}$$

##### 2. vaganje ► 2. težišnica



$$l_1 = l \cos \alpha = \sqrt{l^2 - H^2}$$

$$Gx = F_{N1} l_1 \rightarrow x = \frac{F_{N1} l \cos \alpha}{G}$$



## A.1.4 ODREĐIVANJE TEŽIŠTA VOZILA

### Eksperimentalno

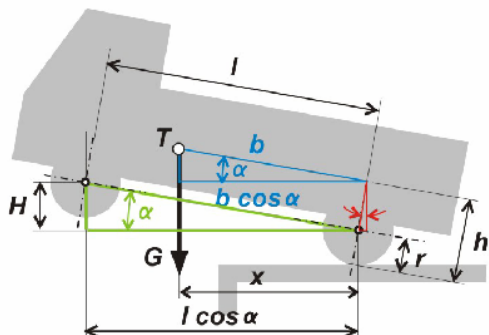
#### b3) Metoda mjerenja težine:

$$\sin \alpha = \frac{H}{l} = \frac{b \cos \alpha - x}{h_T - r}$$

$$\frac{H}{l} = \frac{\frac{F_N l}{G} \cos \alpha - \frac{F_{N1} l \cos \alpha}{G}}{h_T - r}$$

$$\frac{H}{l} = \sqrt{l^2 - H^2} \frac{\frac{F_N}{G} - \frac{F_{N1}}{G}}{h_T - r}$$

$$h_T = \frac{l^2}{H} \frac{F_N - F_{N1}}{G} \sqrt{1 - \frac{H^2}{l^2}} + r$$



Metoda pogodna za vozila s dvije osovine, ugao zakreta  $\alpha > 0.3^\circ$ .



## A.1.4 ODREĐIVANJE TEŽIŠTA VOZILA

### Eksperimentalno

#### b4) Metoda njihanja (titranja):

Centar sile teže moguće je definirati analizom perioda oscilacija, kada je vozilo obješeno i pušteno da se zanjše s dvije različite visine.



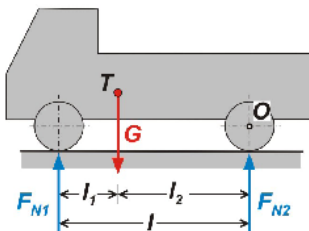
## A.1.5 RASPODJELA OPTEREĆENJA

Raspodjela opterećenja na pojedine osovine i točkove može biti statička i dinamička.

**a) Statička :**

$$\sum M_O = 0 \rightarrow F_{N1} l = G l_2 \rightarrow F_{N1} = G \frac{l_2}{l}$$

$$\sum F_Z = 0 \rightarrow F_{N1} + F_{N2} = G \rightarrow F_{N2} = G \frac{l_1}{l}$$



Posebni slučajevi: teretna vozila s udvojenim stražnjim mostom.

Ograničenja za prednji most:  $F_{N1} = 100 \text{ kN}$  ( $m \approx 10 \text{ t}$ ), za stražnji most:  
 $F_{N2} = 160 \text{ kN}$  ( $m \approx 16 \text{ t}$ ). Ako su tereti veći ► specijalna vozila.



## A.1.5 RASPODJELA OPTEREĆENJA

**b) Dinamička (u vožnji) :**

$$\sum M_{O_2} = 0$$

$$-F_{N1} l + R_{K1} r_d + R_{K2} r_d - R_Z (h_z - r_d) \pm F_i (h_T - r_d) + G l_2 = 0$$

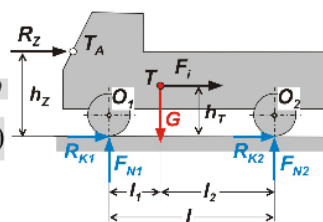
$$F_{N1} = \frac{1}{l} (G l_2 + R_{K1} r_d + R_{K2} r_d - R_Z (h_z - r_d) \pm F_i (h_T - r_d))$$

$$\sum M_{O_1} = 0$$

$$F_{N2} l + R_{K1} r_d + R_{K2} r_d - R_Z (h_z - r_d) \pm F_i (h_T - r_d) - G l_1 = 0$$

$$F_{N2} = \frac{1}{l} (G l_1 - R_{K1} r_d - R_{K2} r_d + R_Z (h_z - r_d) \pm F_i (h_T - r_d))$$

$$F_{N1} + F_{N2} = G$$



$T$  ... Položaj težišta vozila  
 $T_A$  ... Položaj centra otpora vazduha  
 $G$  ... Težina vozila [N]  
 $F_{N1,2}$  ... Normalne reakcija tla [N]  
 $R_{K1,2}$  ... Otpori kotrljanja [N]

$F_i$  ... Inercijska sila (otpor ubrzanju/usporenju) [N]  
 $R_Z$  ... Otpor zraka [N]  
 $h_T$  ... Visina (udaljenost od tla) težišta [m]  
 $h_z$  ... Visina centra otpora vazduha  
 $l$  ... Međuosovinski razmak [m]  
 $r_d$  ... Dinamički radijus točkova [m]



## A.1.6 REALIZACIJA PERFORMANSI VOZILA

### a1) Ubrzanje za slučaj pogon sprijeda: na prednje točkove

Otpori kotrljanja zanemaruju se!

$$R_{K1} = R_{K2} = 0$$

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_V = m a = \frac{G}{g} a$$

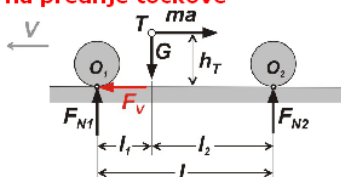
$$\Sigma M_{O2} = 0 \rightarrow -F_{N1} l - m a h_T + G l_2 = 0 \rightarrow F_{N1} = \frac{G}{l} \left( l_2 - \frac{a}{g} h_T \right)$$

Najveća ostvariva vučna sila:

$$F_V = \mu F_{N1} \rightarrow \frac{G}{g} a = \mu \frac{G}{l} \left( l_2 - \frac{a}{g} h_T \right)$$

Najveće ostvarivo ubrzanje:

$$a = g \mu \frac{l_2}{l + \mu h_T} \quad \dots \text{Raste pomjeranjem tržišta prednjog osovini i snižavanjem po visini}$$



## A.1.6 REALIZACIJA PERFORMANSI VOZILA

### a2) Ubrzanje za slučaj pogon straga: na zadnje točkove

Otpori kotrljanja zanemaruju se!

$$R_{K1} = R_{K2} = 0$$

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_V = m a = \frac{G}{g} a$$

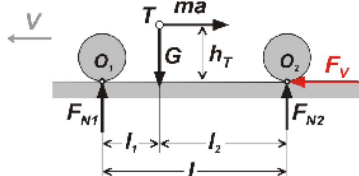
$$\Sigma M_{O1} = 0 \rightarrow F_{N2} l - m a h_T - G l_1 = 0 \rightarrow F_{N2} = \frac{G}{l} \left( l_1 + \frac{a}{g} h_T \right)$$

Najveća ostvariva vučna sila:

$$F_V = \mu F_{N2} \rightarrow \frac{G}{g} a = \mu \frac{G}{l} \left( l_1 + \frac{a}{g} h_T \right)$$

Najveće ostvarivo ubrzanje:

$$a = g \mu \frac{l_1}{l - \mu h_T} \quad \dots \text{Raste pomjeranjem težišta zadnjog osovini i povećanjem visine težišta}$$





## A.1.6 REALIZACIJA PERFORMANSI VOZILA

### a3) Ubrzanje za slučaj pogona 4x4:

Koliko jedna osovina izgubi na opterećenju, druga dobija ► položaj težišta gubi na važnosti!

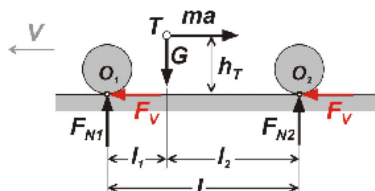
$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_V = \frac{1}{2} m a = \frac{1}{2} \frac{G}{g} a$$

Najveća ostvariva vučna sila:

$$2 F_V = \mu (F_{N1} + F_{N2}) = \mu G \rightarrow \frac{G}{g} a = \mu G$$

Najveće ostvarivo ubrzanje:

$$a = g \mu \approx 10 \mu \quad \dots \text{ Zavisi samo od koeficijenta trenja}$$



## A.1.6 REALIZACIJA PERFORMANSI VOZILA

### b1) Savladavanje uspona sa prednjim pogonom:

Otpori kotrljanja zanemaruju se!

$$R_{K1} = R_{K2} = 0$$

Vučna sila ostvaruje se tangencijalnom silom trenja na prednjim točkovima

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_V = G \sin \alpha$$

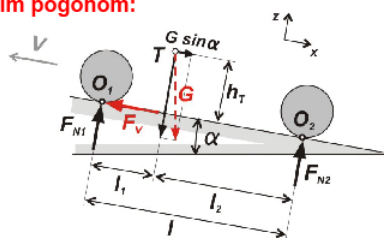
$$\sum M_{O2} = 0 \rightarrow -F_{N1} l - G \sin \alpha h_T + G \cos \alpha l_2 = 0 \rightarrow F_{N1} = \frac{G}{l} (l_2 \cos \alpha - h_T \sin \alpha)$$

Najveća ostvariva vučna sila:

$$F_V = \mu F_{N1} \rightarrow G \sin \alpha = \mu \frac{G}{l} (l_2 \cos \alpha - h_T \sin \alpha)$$

Najveći ostvarivi uspon:

$$\tan \alpha = \mu \frac{l_2}{l + \mu h_T} \quad \dots \text{ Raste pomjeranjem težišta prednjoj osovini i snižavanjem težišta po visini}$$





### A.1.6 REALIZACIJA PERFORMANSI VOZILA

#### b2) Savladavanje uspona sa stražnjim pogonom:

Otpori kotrljanja zanemaruju se!

$$R_{K1} = R_{K2} = 0$$

Vučna sila ostvaruje se tangencijalnom silom trenja na stražnjim točkovima

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow F_V = G \sin \alpha$$

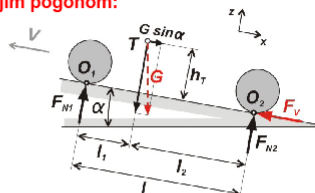
$$\Sigma M_{O_1} = 0 \rightarrow F_{N2} l - G \sin \alpha h_T - G \cos \alpha l_1 = 0 \rightarrow F_{N2} = \frac{G}{l} (h_T \sin \alpha + l_1 \cos \alpha)$$

Najveća ostvariva vučna sila:

$$F_V = \mu F_{N2} \rightarrow G \sin \alpha = \mu \frac{G}{l} (h_T \sin \alpha + l_1 \cos \alpha)$$

Najveći ostvarivi uspon:

$$\tan \alpha = \mu \frac{l_1}{l - \mu h_T} \quad \dots \text{Raste pomjeranjem težišta zadnjoj osovini i povećanjem visine težišta}$$



### A.1.6 REALIZACIJA PERFORMANSI VOZILA

#### b3) Savladavanje uspona s 4x4 pogonom:

Otpori kotrljanja zanemaruju se!

$$R_{K1} = R_{K2} = 0$$

Vučna sila ostvaruje se tangencijalnom silom trenja na svim točkovima

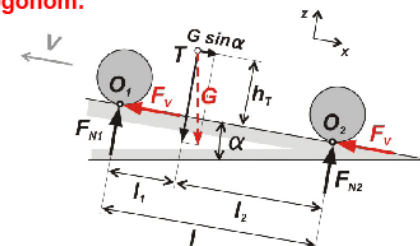
$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow 2F_V = G \sin \alpha$$

Najveća ostvariva vučna sila:

$$2F_V = \mu (F_{N1} + F_{N2}) = \mu G \cos \alpha \rightarrow G \sin \alpha = \mu G \cos \alpha$$

Najveći ostvarivi uspon:

$$\tan \alpha = \mu \quad \dots \text{Limitiran samo koeficijentom trenja!}$$





## A.1.6 NAJVEĆI OSTVARIVI USPON

Usporedba najvećeg ostvarivog uspona s različitim vrstama pogona:

Prednji

$$\tan \alpha = \mu \frac{l_2}{l + \mu h_T}$$

Stražnji

$$\tan \alpha = \mu \frac{l_1}{l - \mu h_T}$$

4x4

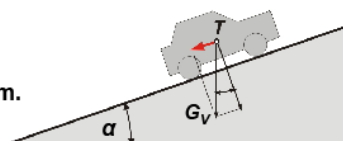
$$\tan \alpha = \mu$$

PRIMJER :

Vozilo s osoviniskim razmakom  $l = 2.4$  m

( $l_1 = l_2 = 1.2$  m) i visinom težišta  $h_T = 0.65$  m.

Koeficijent trenja  $\mu = 0.8$ .

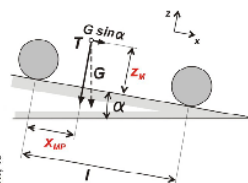
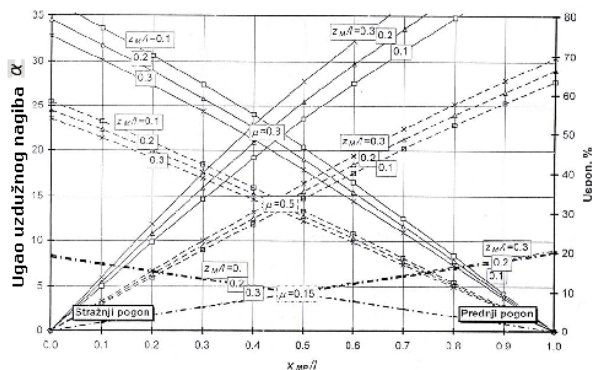


Uspón	Prednji pogón	Stražnji pogón	Pogón 4x4
$\alpha$ [°]	18	27	39
$s$ [%]	33	51	80



## A.1.6 NAJVEĆI OSTVARIVI USPON

Za vozila sa jednom pogonskom osovinom ► ugao najvećeg uspona zavisi od koordinata težišta!



$\mu = 0.80$  (suhi kolnik)  
 $\mu = 0.50$  (mokri kolnik)  
 $\mu = 0.15$  (led)

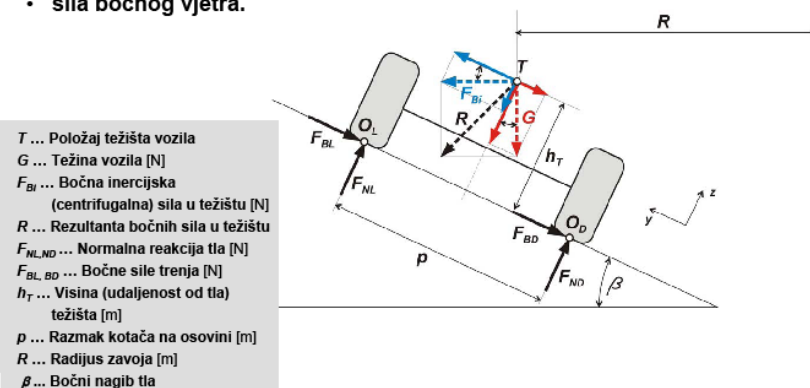




## A.1.7 UTICAJ BOČNIH SILA

Bočne sile koje utiču na preraspodjelu opterećenja :

- težina vozila na poprečno nagnutoj cesti,
- inercijska (centrifugalna) sila u zavoju,
- sila bočnog vjetra.



## A.1.7 UTJECAJ BOČNIH SILA

Iz uslova ravnoteže:

$$\sum M_{OL} = 0 \rightarrow F_{ND} p - G \cos \beta \frac{p}{2} - G \sin \beta h_T - F_{Bi} \sin \beta \frac{p}{2} + F_{Bi} \cos \beta h_T = 0$$

$$\sum M_{OD} = 0 \rightarrow -F_{NL} p + G \cos \beta \frac{p}{2} - G \sin \beta h_T + F_{Bi} \sin \beta \frac{p}{2} + F_{Bi} \cos \beta h_T = 0$$

Centrifugalna sila:

$$F_{Bi} = \frac{m V^2}{R} = \frac{G V^2}{g R}$$

Najveće ostvarive  
bočne sile:

$$F_{NL} = G \cos \beta \left[ \frac{1}{2} - \frac{h_T}{p} \tan \beta + \frac{V^2}{g R} \left( \frac{1}{2} \tan \beta + \frac{h_T}{p} \right) \right] \rightarrow F_{BL} = \mu F_{NL}$$

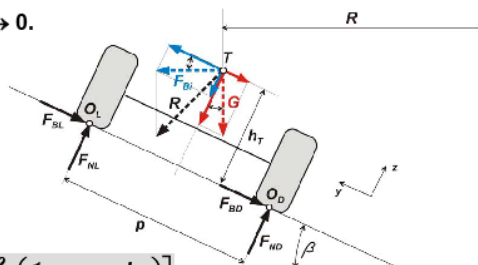
$$F_{ND} = G \cos \beta \left[ \frac{1}{2} + \frac{h_T}{p} \tan \beta + \frac{V^2}{g R} \left( \frac{1}{2} \tan \beta - \frac{h_T}{p} \right) \right] \rightarrow F_{BD} = \mu F_{ND}$$



## A.1.7 UTJECAJ BOČNIH SILA

### Specijalni slučajevi:

- vožnja ravno po bočnom nagibu:  $R \rightarrow \infty$ ,  $F_{Bi} \rightarrow 0$ ,
- cesta skreće bez nagiba:  $\beta \rightarrow 0$ .



$$F_{BL} = \mu G \cos \beta \left[ \frac{1}{2} - \frac{h_T}{p} \tan \beta + \frac{V^2}{g R} \left( \frac{1}{2} \tan \beta + \frac{h_T}{p} \right) \right]$$

$$F_{BD} = \mu G \cos \beta \left[ \frac{1}{2} + \frac{h_T}{p} \tan \beta + \frac{V^2}{g R} \left( \frac{1}{2} \tan \beta - \frac{h_T}{p} \right) \right]$$



## A) TEORIJA MOTORNIH VOZILA – MEHANIKA VOŽNJE (STATIKA / KINEMATIKA / DINAMIKA)

- A.1 POGON VOZILA
- A.2 VUČNE KARAKTERISTIKE
- A.3 OSNOVE TEORIJE KOČENJA
- A.4 STABILNOST VOZILA
- A.5 UPRAVLJANJE AUTOMOBILOM



## A.2 VUČNE KARAKTERISTIKE

Skup svojstava koja su važna za obavljanje funkcije vozila u cijelom području predviđenih brzina vožnje:

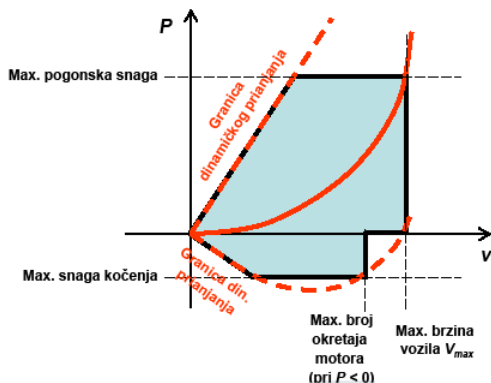
- vučne sile (savladavanje otpora vožnje),
- ubrzanje / usporenje,
- vrijeme potrebno za postizanje odr. brzine,
- put potreban za postizanje odr. brzine.

Tokom izrade proračuna vučnih karakteristika mogu se, u nedostatku odgovarajućih iskustvenih vrijednosti, provjeriti ideje kako poboljšati svojstva vozila (npr. prenosne odnose u prenosniku snage).



## A.2 VUČNE KARAKTERISTIKE

Vučne karakteristike motornog vozila zavise od pogonske mašine  
Motor mora savladati otpore vožnje, koji zavise od  
konstrukcije vozila i uslova eksploatacije





## A.2 VUČNE KARAKTERISTIKE

### A.2.1 Karakteristike pogonskih motora

#### A.2.2 Bilansa otpora vožnje i vučnih sila

#### A.2.3 Bilansa snage

#### A.2.4 Performanse vozila

#### A.2.5 Utjecaj konstrukcijskih parametara na performanse



## A.2.1 POGONSKI MOTORI MOTORNIH VOZILA

Vrste pogona:

- **SUS** (klipni motori, plinska turbina, parna turbina),
- Električni pogon (baterije, gorive ćelije, solarna energija)



Cooper T54 (1967)



Volvo ECC (1992)



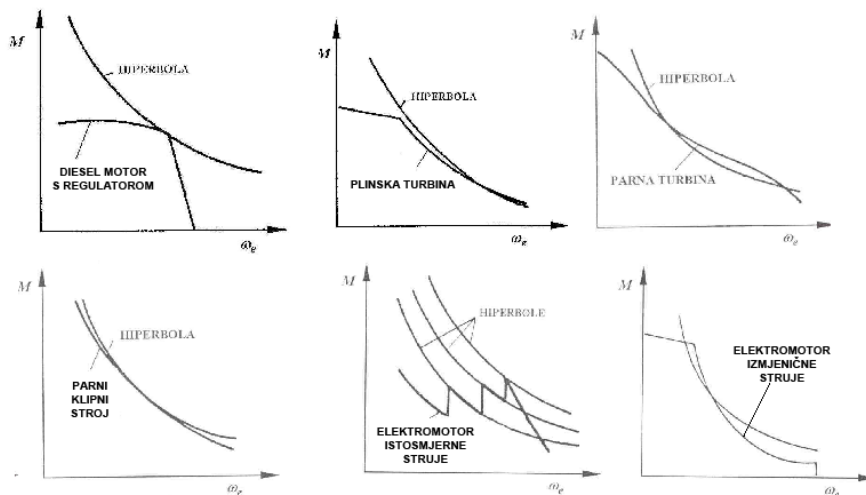
Toyota Prius (2004)



Mercedes A-Klasse (1998)



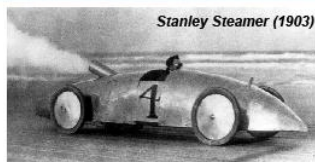
## A.2.1 KARAKTERISTIKE POGONSKIH MOTORA



## A.2.1 POGONSKO GORIVO MOTORNIH VOZILA

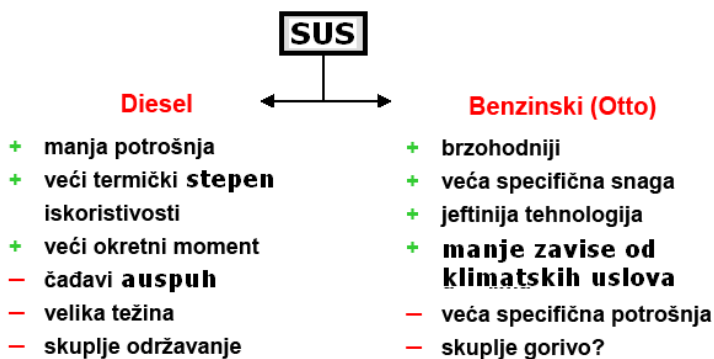
Vrste pogonskih goriva:

- tekuća goriva (benzin, diesel, bio-diesel, ukapljeni plin, alkohol ...),
- plinovita goriva (vodik, para),
- kruta goriva – električne baterije,
- solarna energija.





## A.2.1 KLIPNI SUS MOTORI: BENZIN I DIZEL



## A.2.1 KLIPNI SUS MOTORI: BENZIN I DIZEL

**Karakteristike SUS klipnih pogonskih motora na tečno gorivo:**

- Tekuće gorivo s velikim specifičnim kapacitetom energije

Benzin: 47 MJ/kg ili 35 MJ/l

Diesel: 45 MJ/kg ili 39 MJ/l

Li-baterije: 0.55 – 0.75 MJ/kg ili 1 – 2 MJ/l

Kompr. vodik: 142 MJ/kg ili 4.7 MJ/l

- Niska specifična potrošnja

Benzin:  $\approx 0.30$  g/kWh

Diesel: 0.20 – 0.25 g/kWh

Plinska turbina:  $\approx 0.50$  g/kWh

- Relativno niska specifična masa

Benzin: 0.5 – 1 kg/kW

Diesel: 2 – 50 kg/kW

Elektromotor:  $\approx 0.75$  kg/kW

Svemirski brod: 0.005 kg/kW

F1 2007- V8 2.4 l Otto: 0.15 kg/kW

Audi R10 Le Mans 2006- V12 5.5 l TDI : 0.40 kg/kW



## A.2.1 KLIPNI SUS MOTORI: BENZIN I DIZEL

### Karakteristike SUS pogonskih motora:

- Velika specifična snaga u odnosu na zapreminu

Benzin: 50 – 230 kW/l

Dizel: 35 – 90 kW/l

- Nizak stepen iskorištenja

Benzin: 0.25 – 0.30

Dizel: < 0.40

Elektromotor + baterije:  $\approx 0.75$

F1 2007:

V8, 2.4 l, 550/750 kW/KS pri 19 000 min<sup>-1</sup>, m = 95 kg

Audi R10 TDI Le Mans 2006:

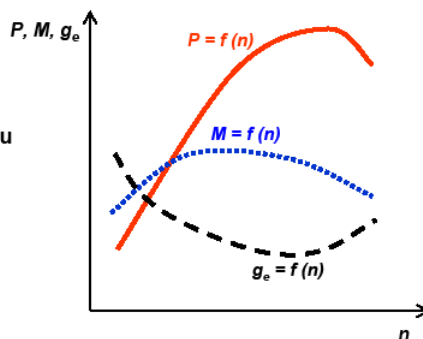
V12, 5.5 l, 485/650 kW/KS pri 5 000 min<sup>-1</sup>, m > 200 kg



## A.2.1 KLIPNI SUS MOTORI: BENZIN I DIZEL

**Brzinske karakteristike SUS pogonskih motora:** promjena snage ( $P$ ), okretnog momenta ( $M$ ) i specifične potrošnje goriva ( $g_e$ ) prilikom promjene broja obrtaja ( $n$ ) motora, za određeni stepen opterećenja (režim ubrizgavanja goriva ili položaj leptira karburatora).

Ako se radi o najvećem punjenju motora (100 % opterećenje) ► vanjska brzinska karakteristika.

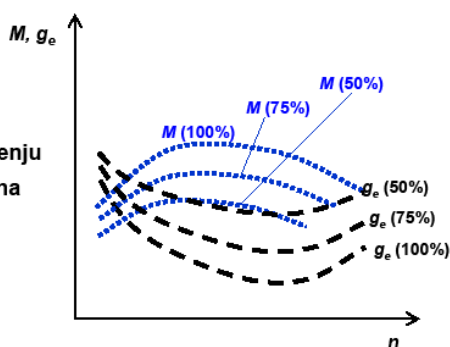




## A.2.1 KLIPNI SUS MOTORI: BENZIN I DIZEL

Motori rijetko rade u režimu najvećeg punjenja ► najviše vremena rade pod djelomičnim opterećenjem ► **parcijalne** brzinske karakteristike.

Specifična potrošnja goriva,  $g_e$  [kg/kWh], također **zavisi** o punjenju cilindara ► uz manji 'gas' relativna potrošnja goriva je veća!

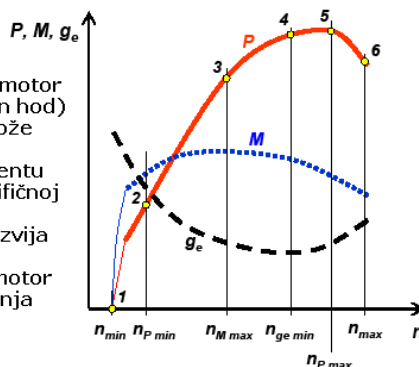


## A.2.1 KLIPNI SUS MOTORI: PERFORMANSE

Brzinska karakteristika motora pri punom opterećenju:

Karakteristične tačke:

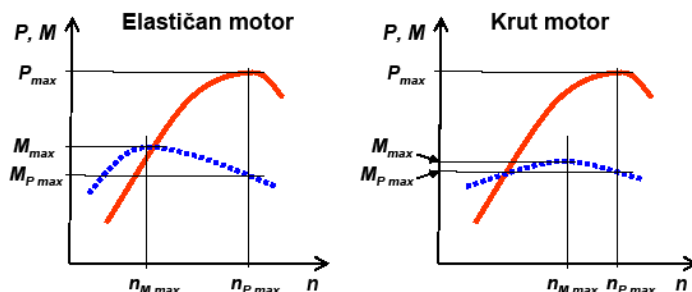
- 1- Najmanji broj obrtaja pri kome motor radi bez opterećenja (prazan hod)
- 2- Broj obrtaja na kojem motor može podnijeti opterećenje
- 3- Broj obrtaja pri najvećem momentu
- 4- Broj obrtaja pri najmanjoj specifičnoj potrošnji goriva
- 5- Broj obrtaja pri kojem motor razvija najveću snagu
- 6- Najveći broj obrtaja pri kojem motor radi bez opasnosti od oštećenja







## A.2.1 KLIPNI SUS MOTORI: ELASTIČNOST



Faktor elastičnosti obzirom na zakretni moment:

$$e_M = \frac{M_{max}}{M_{P_{max}}}$$

Otto: 1.15 – 1.35  
Diesel: 1.05 – 1.20

Faktor elastičnosti obzirom na broj okretaja:

$$e_n = \frac{n_{P_{max}}}{n_{M_{max}}}$$

Otto: 1.80 – 2.20  
Diesel: 1.30 – 1.60



## A.2 VUČNE KARAKTERISTIKE

- A.2.1 Karakteristike pogonskih strojeva
- A.2.2 Bilans otpora vožnje i vučnih sila**
- A.2.3 Bilansa snage
- A.2.4 Performanse vozila
- A.2.5 Uticaj konstrukcionih parametara na performanse



## A.2.2 IDEALNA VUČNA SILA

**Bilans (ravnoteža) vučne sile** i otpora vožnje data je **jednačinom vučne ravnoteže**:

$$F_V = R_{\text{kol.}} + R_{\text{zraka}} \pm R_{\text{penj.}} \pm R_{\text{ubrz.}}$$

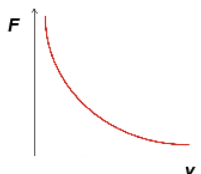
**Idealna vučna sila**, tj. vučna karakteristika za slučaj konstantne maksimalne snage:

$$F_{V, \text{id}} = P_{e, \text{max}} / (V_{\text{max}})_n = \text{const.} / (V_{\text{max}})_n$$

$F_{V, \text{id}}$  ... Idealna vučna sila pri zadanom broju okretaja

$P_{e, \text{max}}$  ... Maksimalna efektivna snaga motora

$(V_{\text{max}})_n$  ... Maksimalna brzina vozila pri zadanom broju okretaja



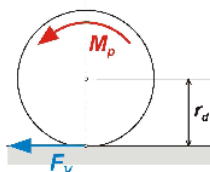
Idealna vučna sila prikazana u  $F, v$  - dijagramu zove se **hiperbola vuče**.



## A.2.2 VUČNA SILA NA TOČKU

Vučna sila dovedena pogonskom točku

$$F_V = \frac{M_P}{r_d} = \frac{M_m i_{uk} \eta_t}{r_d}$$



**Jednačina vučne ravnoteže :**

$$\frac{M_m i_{uk} \eta_t}{r_d} = \underbrace{f_k m_v g \cos \alpha}_{R_k} + \underbrace{\frac{1}{2} \rho V^2 A C_D}_{R_z} \pm \underbrace{m_v g \sin \alpha}_{R_p} \pm \underbrace{\left( m_v + \frac{1}{r_d^2} (I_k + I_m (i_{uk})^2) \right) a}_{R_u}$$

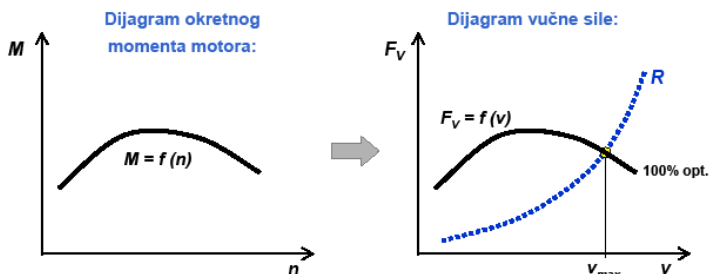
**Proračun ravnoteže za proizvoljan broj okretaja daje vučni dijagram.**

$F_V$  ... Vučna sila prenesena na podlogu [N]  
 $M_P$  ... Moment doveden pog. točku [Nm]  
 $M_m$  ... Moment motora [Nm]  
 $i_{uk} = i_N \cdot i_0$  ... Ukupni prenosni odnos  
 $\eta_t$  ... Ukupna iskoristivost transmisije  
 $r_d$  ... Dinamički radijus točka [m]



## A.2.2 RAVNOTEŽA OTPORA I VUČNE SILE

Brzina kretanja je jedno od osnovnih mjerila funkcionalne sposobnosti vozila ► performanse vozila analiziraju se kao funkcija zavisnosti od brzine



**Vučni dijagram** ► grafička interpretacija vučne ravnoteže vučnih sila i sila otpora, za sve moguće brzine kretanja vozila.

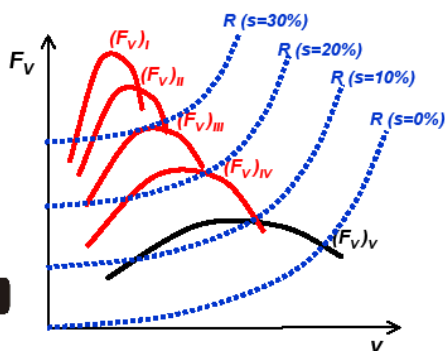
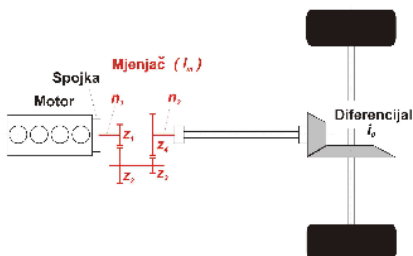
$M$  ... Okretni moment motora [Nm]  
 $n$  ... Broj okretaja motora [1/min]  
 $F_v$  ... Vučna sila prenesena na podlogu [N]  
 $v$  ... Brzina kretanja vozila [m/s]  
 $R$  ... Ukupni otpori vožnje [N]



## A.2.2 VIŠAK VUČNE SILE

Kad je vozilo na usponu otpori vožnje rastu:

Savladavanje uspona + mogućnost ubrzanja ► između motora i pogonskih točkova potrebno ugraditi transmisijski element – **mjenjač**.



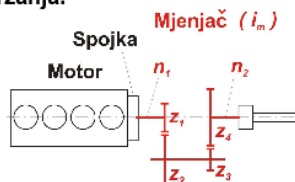
$$i_m = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_4}{z_3} > 1$$



## A.2.2 PRENOŠENJE SNAGE NA TOČKOVE

Veći broj parova zupčanika ► veća mogućnost redukcije ► moguće savladati veće uspone te ostvariti bolja ubrzanja.

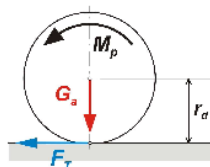
$$i_m = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_4}{z_3} > 1$$



Najveća ostvariva vučna sila ograničena je graničnom adhezivnom silom: između točka i podloge

$$F_{V, \max} \leq \mu_a G_a$$

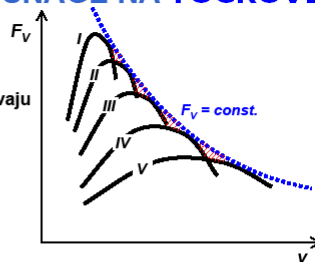
$F_V = F_T$  ... Sila trenja na mjestu kontakta točka i podloge (ovo nije otpor kotrljanja!) [N]  
 $\mu_a$  ... Adhezivni koeficijent trenja [-]  
 $G_a$  ... Opterećenje točka na pogonskoj osovini ili adhezivno opterećenje [N]



## A.2.2 PRENOŠENJE SNAGE NA TOČKOVE

Prijenosni odnosi u mjenjaču ► izlazne karakteristike motora približavaju se idealnoj vučnoj karakteristici (hiperboli).

Tendencija k većem broju prijenosa ► nedostatak: mjenjači postaju kompleksni!

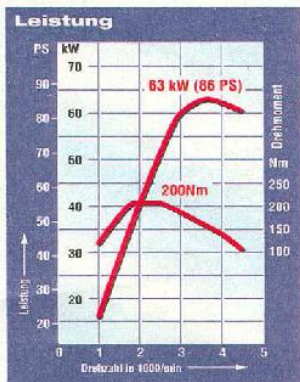


Šestostepeni manualni mjenjač za pogon na zadnje točkove (General Motors).



## A.2.2 KONSTRUISANJE VUČNOG DIJAGRAMA

Za proračun veličine pogonske sile na točkovima potrebno je poznavati vanjsku brzinsku karakteristiku motora i prenosne odnose u mjenjaču



Za Renault Clio 1.5 dCi (2006):

Stupanj prijenosa, $N$	1	2	3	4	5	Red.
Prijenosni omjer, $i_N$	3.73	2.05	1.32	0.97	0.76	3.44



## A.2.2 VUČNA SILA

Vučna sila zavisi od broja obrtaja motora ( preko momenta motora)

$$(F_V)_N = \frac{M_m i_N i_0 (\eta_t)_N}{r_d}$$

Gubitci u prenosu snage (transmisiji) od motora do točkova, za svaki pojedini stepen mjenjača:

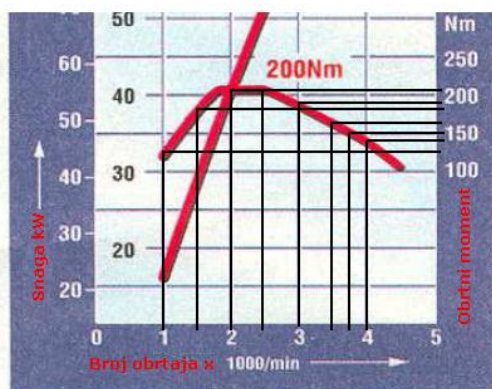
$$(\eta_t)_N = 1 - \frac{1}{100} \left( \frac{n_{m,max}}{1000} \sqrt{2i_N - 1} + \sqrt{2i_0 - 1} + 4 \right)$$

Stepen prenosa, $N$	1	2	3	4	5
Iskoristivost transmisije, $(\eta_t)_N$	0.83	0.87	0.89	0.90	0.92

$n_{m,max}$  Najveći broj obrtaja motora u pojedinim stepenima prenosa [1/min]  
 $i_N$  .. prienosni odnos u mjenjaču za određeni stepen prenosa  
 $i_0$  ... Prijenosni odnos u osovinskom reduktoru  
 $(\eta_t)_N$  Iskorištenje transmisije u određenom stepenu prenosa



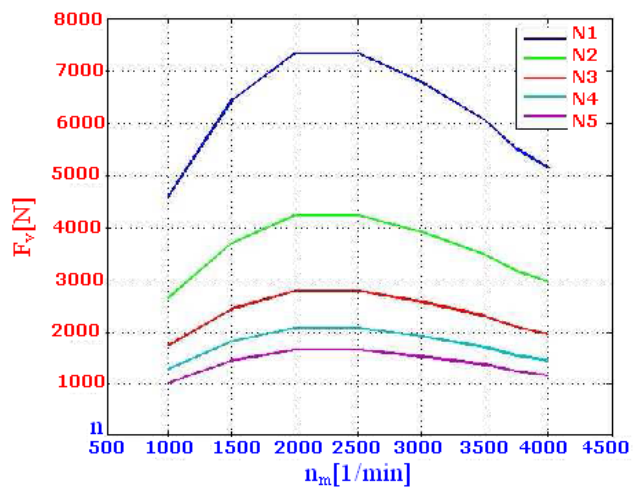
## A.2.2 NAJVEĆI OKRETNI MOMENT MOTORA



$n_m$ [1/min]	1000	1500	2000	2500	3000	3500	3750	4000
$M_m$ [Nm]	125	175	200	200	185	165	150	140



## A.2.2 VUČNA SILA U POJEDINIM STEPENIMA PRENOSA



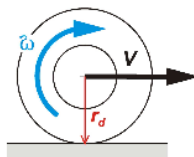


## A.2.2 BRZINA VOŽNJE

Brzina kretanja vozila kao funkcija broja okretaja motora:

$$v = \text{Obim točka [m]} \times \text{broj okr. točka [1/s]}$$

$$v = 2 \pi r_d n_k / 60 = 2 \pi r_d n_m / (60 i_N i_0)$$



Brzina vozila u pojedinim stepenima prenosa snage (Renault Clio 1.5 dCi):

$$v_N = 2 \pi r_d n_m / (60 i_N i_0) = 2 \pi 0.29 n_m / (60 i_N 3.44) = 0.00885 n_m / i_N$$

n <sub>m</sub>	v1	v2	v3	v4	v5
[1/min]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
1000.0	2.36679	4.30640	6.68797	9.10115	11.61595
1500.0	3.55018	6.45960	10.03195	13.65173	17.42392
2000.0	4.73358	8.61280	13.37594	18.20231	23.23189
2500.0	5.91697	10.76600	16.71992	22.75288	29.03986
3000.0	7.10036	12.91920	20.06391	27.30346	34.84784
3500.0	8.28376	15.07240	23.40789	31.85404	40.65581
3750.0	8.87545	16.14900	25.07988	34.12933	43.55980
4000.0	9.46715	17.22560	26.75188	36.40461	46.46378

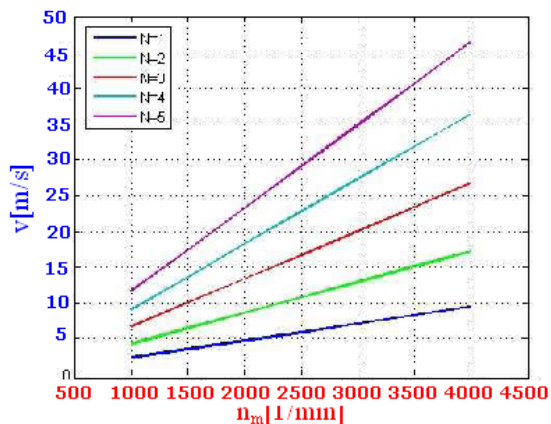
$i_N$  ... Prenosni odnos u mjenjaču

$i_0$  ... Prenosni odnos u glavnom prenosniku

$n_m$  ... Broj obrtaja motora



## A.2.2 BRZINA VOŽNJE U POJEDINIM STUPNJEVIMA PRIJENOSA





## A.2.2 IDEALNA VUČNA SILA

**Idealna vučna sila**, tj. vučna karakteristika za slučaj konstantne maksimalne snage:

$$F_{v, id} = P_{e, max} / V_{max}$$

$F_{v, id}$  ... Idealna vučna sila pri zadanom broju okretaja

$P_{e, max}$  ... Maksimalna efektivna snaga motora →  $P_{e, max} = 63 \text{ kW}$

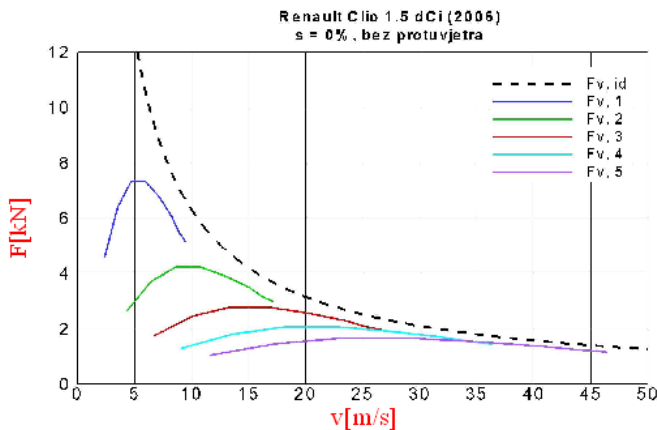
$V_{max}$  ... Maksimalna brzina vozila pri zadanom broju okretaja

n [1/min]	$F_{v, id}$ [N]
1000.0	5423.57706
1500.0	3615.71908
2000.0	2711.78970
2500.0	2169.43195
3000.0	1807.85954
3500.0	1549.59402
3750.0	1446.28763
4000.0	1355.89485

Idealna vučna sila prikazana u vučnom dijagramu zove se **hiperbola vuče**.



## A.2.2 VUČNI DIJAGRAM



Vučne sile u pojedinim stepenima prenosa moraju **tangirati vučnu hiperbolu**.

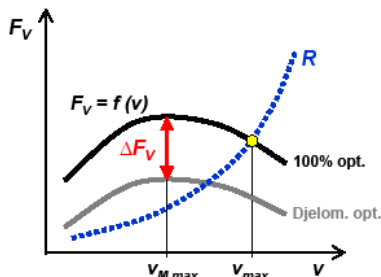
Vučna hiperbola je idealna vučna karakteristika, tj. krivulja konstantne snage u  $F, v$  - dijagramu.





## A.2.2 VIŠAK VUČNE SILE

U slučaju vožnje brzinom manjom od  $v_{max}$  ► razlika raspoložive vučne sile,  $\Delta F_V$ , tj. višak vučne sile koji može poslužiti za ubrzanje vozila. Povećanjem brzine  $v$ , ta se razlika (mogućnost ubrzanja) smanjuje!



Vučni dijagrama omogućava analizu vučnih karakteristika vozila (sposobnost ubrzanja, sposobnost savladavanja uspona i drugih vanjskih otpora). Osnovu za analizu čini višak vučne sile,  $\Delta F_V$ .



## A.2.2 DINAMIČKI FAKTOR

Iznos  $\Delta F_V$  zavisi o raznim utjecajima, među ostalima i o  $R_k$ . Pošto i  $R_k$  zavisi o mnogim faktorima (korisno opterećenje, kvaliteta podloge) ► na osnovu iznosa  $\Delta F_V$  nije moguće direktno zaključivati o dinamičkim sposobnostima vozila.

Prikladno je vučno-dinamičke karakteristike analizirati pomoću izvedenih veličina, koje ne zavise o težini vozila ► specifična vučna sila svedena na jedinicu težine vozila ili **dinamički faktor**:

$$D = \frac{F_V - R_z}{G}$$

Odnos razlike vučne sile i otpora zraka prema ukupnoj težini vozila.



## A.2.2 DINAMIČKI FAKTOR

$$D = \frac{F_V - R_z}{G} = \frac{\frac{M_m i_N i_0 (\eta_t)_N}{r_d} - R_z}{G}$$

U izrazu za dinamički faktor prisutne su karakteristike vozila – okretni moment motora ( $M_m$ ), Iskoristivost transmisije ( $\eta_t$ ), dinamički radijus točka ( $r_d$ ), itd.

$$F_V = R_k + R_z + R_p + R_u \longrightarrow F_V - R_z = G f_k \cos \alpha \pm G \sin \alpha \pm m_V \delta \frac{dv}{dt}$$

$$D = f_k \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt} = \psi \pm \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt}$$

U izrazu za dinamički faktor prisutne su također veličine važne za dinamička svojstva vozila – brzina i ubrzanje ( $dv/dt$ ), otpor kotrljanja ( $f_k$ ), otpor penjanja ( $\sin \alpha$ ), itd.

$f_k$  ... Koeficijent otpora kotrljanja

$\alpha$  ... Ugao uspona puta [°]

$\delta$  ... Koeficijent učesća rotacijskih masa

$\psi$  ... Ukupni koeficijent otpora puta



## A.2.2 DINAMIČKE KARAKTERISTIKE

Za potpunu analizu vučno-dinamičkih karakteristika vozila, potrebno je izračunati vrijednosti  $D$  za sve stepene prenosa i za sve brzine vozila ► **dinamičke karakteristike**.

U stvarnim uslovima iznos dinamičkog faktora ograničen je najvećom ostvarivom vučnom silom:

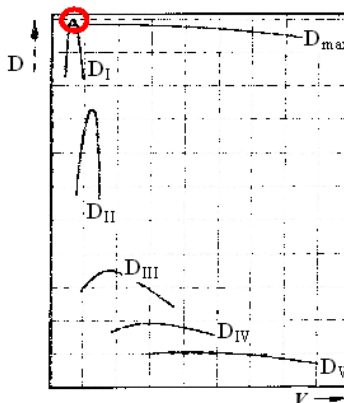
$$F_{V, \max} \leq \mu_a G_a$$

Granična vrijednost dinamičkog faktora:

$$D_{\max} = \frac{F_{V, \max} - R_z}{G} = \frac{\mu_a G_a - R_z}{G}$$

Do proklizavanja dolazi pri rel. malim brzinama vožnje ►  $R_z \approx 0$ :

$$D_{\max} = \frac{\mu_a G_a}{G}$$



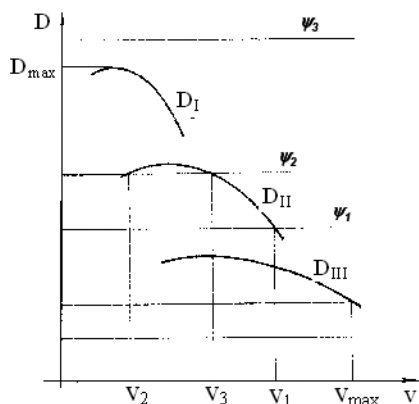


## A.2.2 DINAMIČKE KARAKTERISTIKE

Ravnomjerno (stacionarno) kretanje vozila ► ubrzanje  $dv/dt = 0$  :

$$D = \psi$$

Ukupni otpori puta (kotrljanje + penjanje) mogu se, za različite uspone, prikazati kao horizontalne linije ( $\psi \neq f(v)$ ) u  $D, v$  – dijagramu.



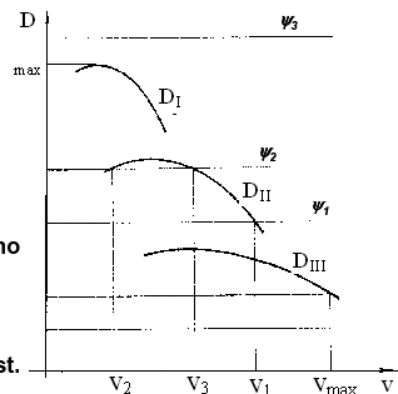
## A.2.2 DINAMIČKE KARAKTERISTIKE

Ravnomjerno (stacionarno) kretanje vozila ► ubrzanje  $dv/dt = 0$  :

**1** – Pravac  $\psi$  presjeca dinamičku karakteristiku u jednoj tački ► maksimalna brzina vozila u tom stepenu prenosa je  $v_1$ .

**2** – Pravac  $\psi$  presjeca dinamičku karakteristiku u dvije tačke ► maksimalna brzina vozila u tom stepenu prenosa je  $v_3$ , a stacionarno kretanje moguće i brzinom  $v_2$ .

**3** – Pravac  $\psi$  iznad dinamičkih karakteristika ► kretanje vozila konst. brzinom nije moguće! Može biti samo nestacionarno ( $a = dv/dt < 0$ ) i vremenski ograničeno.





## A.2.2 DINAMIČKE KARAKTERISTIKE

Dinamički faktor,  $D$ , omogućuje usporedbu vučno-dinamičkih karakteristika za vozila različitih kategorija (različite mase i snage motora).

Vozilo	$v_{max}$ [m/s <sup>1</sup> ]	$D_{vmax}$	$D_{max}$	$D_{psp}$
<b>Putnička</b>				
Mikrolitražna	25-30	0,012-0,020	0,20-0,25	0,06-0,08
Malolitražna	35-40	0,025-0,030	0,25-0,30	0,08-0,10
Srednje i višelitražna	40-60	0,030-0,035	0,35-0,50	0,12-0,18
<b>Teretna</b>				
Male nosivosti	25-30	0,03-0,040	0,35-0,40	0,07-0,10
Srednje i veće nosivosti	20-25	0,03-0,035	0,30-0,40	0,05-0,06
<b>Autobusi</b>				
Gradski	20-25	0,04-0,06	0,30-0,35	0,05-0,07
Prigradski	25-28	0,04-0,05	0,30-0,32	0,05-0,07
Međugradski	25-30	0,03-0,035	0,28-0,32	0,05-0,06
Vučni voz	16-20	0,02-0,025	0,18-0,25	0,035-0,045

$v_{max}$  ... Najveća brzina vozila [m/s]  
 $D_{vmax}$  ... Din. faktor pri max. brzini  
 $D_{max}$  ... Najveći iznos din. faktora u prvom stupnju prijenosa  
 $D_{psp}$  ... Najveći iznos din. faktora u najvišem stupnju prijenosa



## A.2 VUČNE KARAKTERISTIKE

A.2.1 Karakteristike pogonskih strojeva

A.2.2 Bilansa otpora vožnje i vučnih sila

**A.2.3 Bilansa snage**

A.2.4 Performanse vozila

A.2.5 Utjecaj konstrukcijskih parametara na performanse



## A.2.3 EFEKTIVNA SNAGA MOTORA

Funkcija (Leyderman) za proračun krivulje snage motora  $P_e$  na osnovu jedne poznate tačke ( $P_{e, max}$ ):

$$P_e = P_{e, max} (a \lambda + b \lambda^2 - \lambda^3)$$

$P_{e, max}$  ... Najveća efektivna snaga motora [kW]  $\rightarrow P_{e, max} = 63 \text{ kW}$

$$\lambda = n / n_{Pe, max}$$

$n$  ... Odabrani broj okretaja motora

$n_{Pe, max}$  ... Broj okretaja motora kod  $P_{e, max} \rightarrow n_{Pe, max} = 3750 \text{ min}^{-1}$

$a, b, c$  ... Koeficijenti (za dizelski motor:  $a = 0.5, b = 1.5$ ,  
za benzinski motor:  $a = 1.0, b = 1.0$ )



## A.2.3 EFEKTIVNA SNAGA MOTORA

Efektivna snaga na raspolaganju pri odabranom broju okretaja motora:

Broj okretaja motora, $n$ [1/min]	$\lambda$	$P_e$ [kW]
500	0.13	6.46
1000	0.27	15.16
1500	0.40	25.20
2000	0.53	35.69
2500	0.67	45.73
3000	0.80	54.43
3500	0.93	60.89
3750	1.0	63.0



## A.2.3 RASPOLOŽIVA SNAGA NA TOČKOVIMA

Raspoloživa snaga na točkovima za uključeni stepen prenosa:

$$P_N = (\eta_t)_N P_e$$

Gubici u prenosu snage (transmisiji) od motora do točkova, za svaki pojedini stepen mjenjača:

$$(\eta_t)_N = 1 - \frac{1}{100} \left( \frac{n_{m,\max}}{1000} \sqrt{2i_N - 1} + \sqrt{2i_0 - 1} + 4 \right)$$

Stepen prenosa, $N$	1	2	3	4	5
Iskoristivost transmisije, $(\eta_t)_N$	0.83	0.87	0.89	0.90	0.92

$n_{m,\max}$  ... Najveći broj obrtaja motora u određenom stepenu prenosa [1/min]  
 $i_N$  ... Prenosni odnos u mjenjaču za određeni stepen prenosa  
 $i_0$  ... Prenosni odnos u osovinskom reduktoru  
 $(\eta_t)_N$  ... Iskoristivost transmisije u pojedinom stepenu prenosa



## A.2.3 RASPOLOŽIVA SNAGA NA TOČKOVIMA

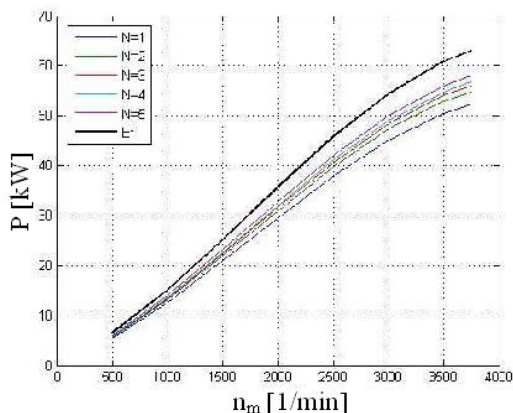
Raspoloživa snaga na točkovima za uključeni stepen prenosa:

$$P_N = (\eta_t)_N P_e$$

$n_m$	$P_1$	$P_2$	$P_3$	$P_4$	$P_5$	$P_e$
[1/min]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
500.0	5.36180	5.62020	5.74940	5.81400	5.94320	6.46000
1000.0	12.58280	13.18920	13.49240	13.64400	13.94720	15.16000
1500.0	20.91600	21.92400	22.42800	22.68000	23.18400	25.20000
2000.0	29.62270	31.05030	31.76410	32.12100	32.83480	35.69000
2500.0	37.95590	39.78510	40.69970	41.15700	42.07160	45.73000
3000.0	45.17690	47.35410	48.44270	48.98700	50.07560	54.43000
3500.0	50.53870	52.97430	54.19210	54.80100	56.01880	60.89000
3750.0	52.29000	54.81000	56.07000	56.70000	57.96000	63.00000



## A.2.3 RASPOLOŽIVA SNAGA NA TOČKOVIMA

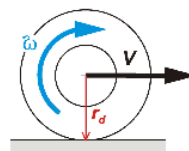


## A.2.3 BRZINA VOŽNJE

Brzina kretanja vozila kao funkcija broja okretaja motora:

$$v = \text{obim točka [m]} \times \text{broj obrtaja točka [1/s]}$$

$$v = 2 \pi r_d n_k / 60 = 2 \pi r_d n_m / (60 i_N i_0)$$



Brzina vozila u pojedinim stepenima prenosa snage (Renault Clio 1.5 dCi):

$$v_N = 2 \pi r_d n_m / (60 i_N i_0) = 2 \pi 0.29 n_m / (60 i_N 3.44) = 0.00885 n_m / i_N$$

$i_N$  ... Prenosni odnos u mjenjaču

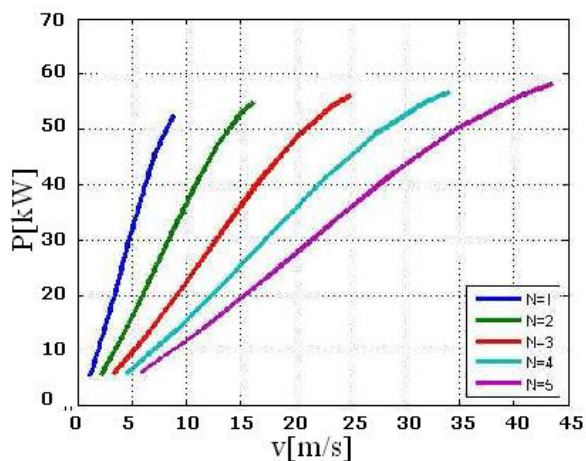
$i_0$  ... Prenosni odnos u osovinskom reduktoru

$n_m$  ... Broj obrtaja motora [1/min]

$n_m$	$v_1$	$v_2$	$v_3$	$v_4$	$v_5$
[1/min]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
500.0	1.18339	2.15220	3.34398	4.55058	5.80797
1000.0	2.36679	4.30640	6.68797	9.10115	11.61595
1500.0	3.55018	6.45960	10.03195	13.65173	17.42292
2000.0	4.73358	8.61280	13.37594	18.20231	23.23189
2500.0	5.91697	10.76600	16.71992	22.75288	29.03986
3000.0	7.10036	12.91920	20.06391	27.30346	34.84784
3500.0	8.28376	15.07240	23.40789	31.85404	40.65581
3750.0	8.87545	16.14900	25.07988	34.12933	43.55980



## A.2.3 DIJAGRAM SNAGE



## A.2.3 MAKSIMALNE BRZINE VOŽNJE U POJEDINIM STEPENIMA PRENOSA

Prijenosni odnosi za Renault Clio 1.5 dCi (2006):

Stupanj prijenosa	1	2	3	4	5	Red.
Prijenosni omjer	3.73	2.05	1.32	0.97	0.76	3.44

Najveća brzina vozila u pojedinim stepenima :

Stupanj prijenosa, $N$	1	2	3	4	5
Maksimalni broj okretaja motora [ $\text{min}^{-1}$ ]	4450	4450	4450	4450	4100
Maksimalni broj okretaja kotača [ $\text{min}^{-1}$ ]	347	631	980	1334	1568
Maksimalna brzina [ $\text{m/s}$ ]	10.5	19.2	29.8	40.5	47.6
Maksimalna brzina [ $\text{km/h}$ ]	38	69	107	146	172





## A.2.3 VUČNI DIJAGRAM

**Realna vučna sila**, tj. vučna karakteristika za slučaj realne snage u pojedinim stepenima prenosa, predstavlja odnos snage na točku i brzine kretanja vozila.

$$F_{V(i,II,III,IV,V)} = P_{i,II,III,IV,V} / v_{i,II,III,IV,V}$$

Primjer (za I. brzinu) :

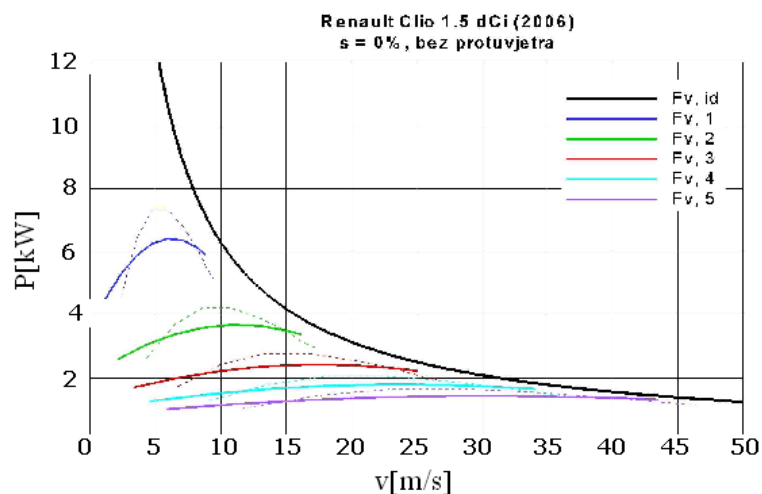
$n_m$ [1/min]	$v_1$ [m/s]	$F_{v_1}$ [kN]
500.0	1.18339	4.53088
1000.0	2.36679	5.31640
1500.0	3.55018	5.89153
2000.0	4.73358	6.25799
2500.0	5.91697	6.41475
3000.0	7.10036	6.36262
3500.0	8.28376	6.10094
3750.0	8.87545	5.89153

Primjer (za V. brzinu) :

$n_m$ [1/min]	$v_1$ [m/s]	$F_{v_1}$ [kN]
500.0	5.80797	1.02328
1000.0	11.61595	1.20069
1500.0	17.42392	1.33058
2000.0	23.23189	1.41335
2500.0	29.03986	1.44875
3000.0	34.84784	1.43698
3500.0	40.65581	1.37788
3750.0	43.55980	1.33058



## A.2.3 VUČNI DIJAGRAM





## A.2 VUČNE KARAKTERISTIKE

- A.2.1 Karakteristike pogonskih motora
- A.2.2 Bilans otpora vožnje i vučnih sila
- A.2.3 Bilans snage
- A.2.4 Performanse vozila**
- A.2.5 Uticaj konstrukcijskih parametara na performanse



### A.2.4 PERFORMANSE VOZILA

Skup karakteristika koje određuju sposobnost vozila da obavlja pojedine funkcije

– vuča, ubrzanje, savladavanje uspona, itd.





## A.2.4 SPOSOBNOST REALIZACIJE UBRZANJA

$$\sum R_{St} + R_U - F_V = 0$$

$$\sum R_{St} = R_K + R_Z + R_P$$

$\sum R_{St}$  ... Suma stacionarnih otpora

$$R_U = m a = m' a + m'' a = R_U' + R_U'' \approx m_v \delta a = (G_v / g) \delta a$$

$m'$  ... Stvarna masa vozila ( $m' = m_v$ ) [kg]

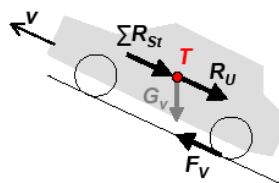
$m''$  ... Dodatak masi vozila uslijed rotirajućih dijelova

$a$  ... Translatorno ubrzanje vozila (tangencijalno ubrzanje na obodu točka) [ $m/s^2$ ]

$\delta$  ... Koeficijent učešća rotacijskih masa, vrijednosti za putničke automobile:

1.15 – 1.18 ... za 1. stepen prenosa

1.05 – 1.06 ... za najviši stepen prenosa



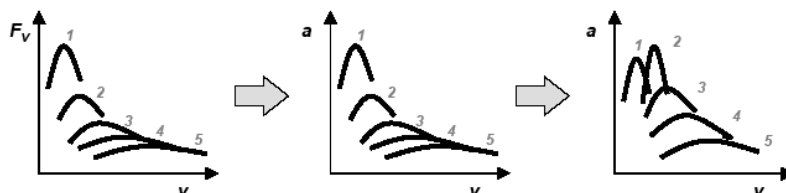
## A.2.4 SPOSOBNOST REALIZACIJE UBRZANJA

$$a = \frac{g}{G_v \delta} (F_V - \sum R_{St}) = \frac{g}{G_v \delta} (F_V - R_K - R_Z - R_P) = \frac{g}{G_v \delta} (D - f_K \cos \alpha - \sin \alpha) G_v$$

$$D = \frac{F_V - R_Z}{G}$$

$$a = \frac{g}{\delta} (D - f_K \cos \alpha - \sin \alpha)$$

U slučaju vrlo velike redukcije ►  
Velik utjecaj rot. masa ► Velik  $\delta$





## A.2.4 SPOSOBNOST REALIZACIJE UBRZANJA

Ubrzanje je uopšte ograničeno adhezivnom sposobnošću pogonskih / vučnih točkova

$$(F_v)_{max} = \mu_a G_a$$

$$a_{max} = \frac{g}{G_v \delta} (\mu_a G_a - \sum R_{St})$$

a) Početak kretanja (start):  $\sum R_{St} = 0$ ,  $\delta \approx 1$

$$a_{max} = g \frac{G_a}{G_v} \mu_a \approx 10 \frac{G_a}{G_v} \mu_a$$

$(F_v)_{max}$  ... Najveća ostvariva vučna sila [N]

$\mu_a$  ... Adhezivni koeficijent trenja [-]

$G_a$  ... Opterećenje točka na pog. osovini, tj. adhezivno opterećenje [N]

$G_v$  ... Težina vozila [N]

b) Početak kretanja (start) za vozilo 4x4:  $G_a = G_v$

$$a_{max} = g \mu_a \approx 10 \mu_a$$



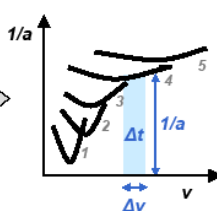
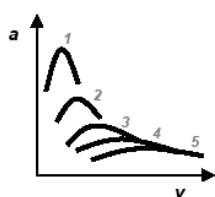
## A.2.4 VRIJEME POTREBNO ZA UBRZANJE

Vrijeme potrebno da se postigne određena brzina za slučaj kretanja s mjesta ( $v_1 = 0$ ), konstantnim ubrzanjem ( $a = \text{const.}$ ):

$$a = \frac{dv}{dt} \rightarrow dt = \frac{dv}{a} \rightarrow t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{a} dv$$

Približan proračun:

$$\Delta t = \frac{1}{a} \Delta v \rightarrow t = \sum_{i=1}^n \Delta t_i$$





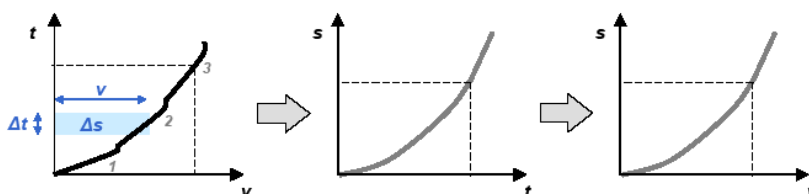
## A.2.4 PUT POTREBAN ZA UBRZANJE

Prijeđeni put potreban da se postigne određena brzina za slučaj kretanja s mjesta i s konstantnim ubrzanjem ( $a = \text{const.}$ ):

$$v = \frac{ds}{dt} \rightarrow ds = v dt \rightarrow s = \int_{t_1}^{t_2} v dt$$

Približan proračun:

$$\Delta s = v \Delta t \rightarrow s = \sum_{i=1}^n \Delta s_i$$

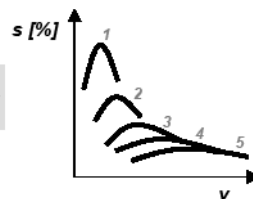


## A.2.4 SAVLADAVANJE USPONA

Za projektiranje motornih vozila → uspon u postocima [ $s$  %]:

$$\tan \alpha = s / 100$$

$$a = \frac{g}{\delta} (D - f_k \cos \alpha - \sin \alpha) \rightarrow \sin \alpha = D - f_k \cos \alpha - \frac{a \delta}{g}$$



Za male uspone:

$$\alpha \rightarrow 0 \rightarrow \cos \alpha \approx 1 \rightarrow \tan \alpha \approx \sin \alpha \rightarrow s \approx 100 \left( D - f_k - \frac{a \delta}{g} \right)$$

$\alpha$

Za veće uspone ( $\alpha \rightarrow 0$ ):

$$s = 100 \tan \left( \arcsin \left( D - f_k \cos \alpha - \frac{a \delta}{g} \right) \right) \approx 100 \tan (\arcsin (D - f_k \cos \alpha))$$



## Motorna vozila

# PRORAČUN VUČNIH KARAKTERISTIKA MOTORNIH VOZILA



- 1 Vučne karakteristike**
- 2 Definicija zadatka**
- 3 Otpori vožnje**
- 4 Prijenosni odnosi**
- 5 Raspoloživa snaga**
- 6 Vučne sile**



## 1.1 VUČNE KARAKTERISTIKE

Motor motornog vozila mora savladati otpore vožnje, koji ovise o konstrukciji vozila i uslovima eksploatacije.

Tokom izrade proračuna vučnih karakteristika mogu se, u nedostatku odgovarajućih iskustvenih vrijednosti, provjeriti zamisli kako poboljšati prenosne odnose u prenosniku snage



## 2.1 DEFINICIJA ZADATAKA

Zadatak: Izračunati vučne karakteristike za putničko vozilo Renault Clio 1.5 dCi (2006).





## 2.3 TEHNIČKI PODACI - II

Motor		R4, Diesel
Zapremnina	cm <sup>3</sup>	1461
Najveća snaga, $P_{e, max}$	kW/KS	63/86 pri 3750 min <sup>-1</sup>
Najveći moment, $M_{e, max}$	Nm	200 pri 1900 min <sup>-1</sup>
Najveća brzina, $V_{max}$	km/h (m/s)	174.0 (48.3) pri 4100 min <sup>-1</sup>
Ubrzanje 0-100 km/h, $a_{max}$	s	13.6
Ukupna masa vozila (pr. vozilo + opt.), $m_v$	kg	1254 + 200 = 1454
Dimenzije vozila, $L \times B \times H$	m	0.3986 x 0.1719 x 1495
Međuosovinsko rastojanje, $L_{os}$	m	0.2575
Dimenzije točkova		185/60 R15 H
Koeficijent vazdušnog otpora, $C_D$		0.34
Čeona površina, $A$	m <sup>2</sup>	2.12
Prijenosni odnosi u mjenjaču, $i_{LV}$		I. 3.73, II. 2.05, III. 1.32, IV. 0.97, V. 0.76
Prijenosni odnos u osovinskom reduktoru, $i_g$		3.44:1



## 3.1 OTPORI VOŽNJE

Ukupni otpori vožnje sastoje se od:

- otpora prilikom vožnje konstantnom (najvećom) brzinom po ravnoj cesti, bez vjetra,
- otpora vožnje na usponu, prilikom ubrzavanja, pri vožnji protiv vjetra, itd

Ti otpori uključuju:

- |    |   |    |   |   |
|----|---|----|---|---|
| b) | { | a) | { | • Otpor kotrljanja ( $R_k$ )  |
|    |   |    |   | • Otpor vazduha ( $R_z$ )   |
|    |   |    |   | • Otpor prenosa snage ( $R_t$ ) –<br>mehanički gubici u transmisiji |
|    |   |    |   | • Otpor penjanja ( $R_p$ )  |
|    |   |    |   | • Otpor ubrzanja, tj. inercije ( $R_i$ )                            |



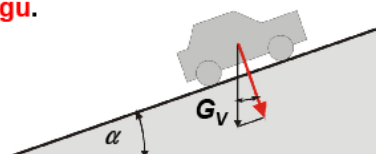


## 3.2 OTPOR KOTRLJANJA - I

Dio točka u dodiru s podlogom deformira se prilikom vožnje – otpor koji predstavlja rad utrošen na deformaciju:

$$R_k = f_k G_V \cos \alpha$$

Prilikom vožnje na usponu, uzima se u obzir samo onaj dio sile teže, koji djeluje **okomito na podlogu**.



$f_k$  ... Koeficijent otpora kotrljanja,  $f_k = f_k(p, V)$

$G_V = m_V g$  ... Ukupna težina vozila (prazno vozilo + opterećenje)

$\alpha$  ... Ugao uspona podloge



## 3.3 KOEFICIJENT OTPORA KOTRLJANJA - I

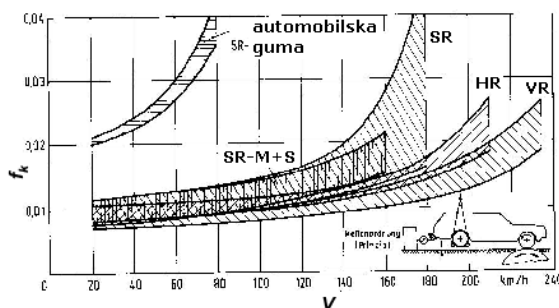
Vrsta i stanje tla	f	
	Točak	Guscnica
Asfalt (odličan)	0,010-0,018	
Asfalt (prosečan)	0,018-0,020	
Asfalt (loš)	0,020-0,023	
Beton (odličan)	0,011-0,020	
Beton (loš)	0,020-0,030	
Makadam (odličan)	0,013-0,018	
Makadam (prosečan)	0,018-0,023	
Makadam (loš)	0,023-0,040	
Zemljani put (utaban)	0,025-0,035	0,050-0,070
Zemljani put (prosečan)	0,050-0,060	
Zemljani put (loš, blato)	0,160-0,200	0,100-0,150
Pesak (vlažan)	0,150-0,300	0,100-0,150
Strnjika	0,080-0,100	0,060-0,080
Oranica	0,120-0,180	0,080-0,100
Polje pripremljeno za setvu	0,160-0,180	0,090-0,120
Utaban put u snegu	0,030-0,040	0,060-0,070



### 3.4 KOEFICIJENT OTPORA KOTRLJANJA - II

Prilikom vožnje na ravnoj podlozi raste otpor kotrljanja je eksponencijalno proporcionalan brzini vožnje (Mitschke, 1995):

$$f_k = f_{k,1} + f_{k,2} (V [\text{km/h}] / 100) + f_{k,3} (V [\text{km/h}] / 100)^4$$



V ... Brzina vozila [km/h]

$$f_{k,1} \approx 0.0090$$

$$f_{k,2} \approx 0.0020$$

$$f_{k,3} \approx 0.0003$$

Vrijednosti koeficijenata za  
radijalnu gumu brzinske  
oznake H (do 210 km/h) pri  
nazivnom pritisku  $p \approx 2$  bar.



### 3.5 OTPOR KOTRLJANJA - II

Potrebna snaga za savladavanje otpora kotrljanja pri punom opterećenju:

$$P_k = R_k V$$

V ... Brzina vozila (m/s)

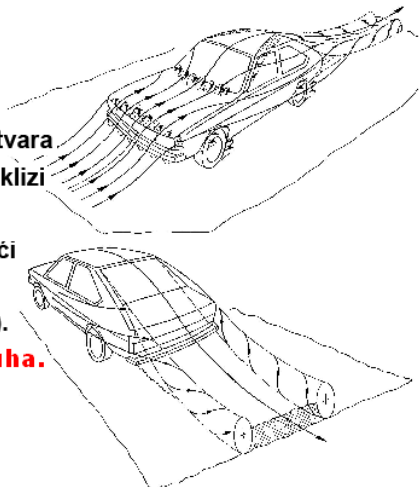
Za Renault Clio 1.5 dCi (2006):

$$P_k = (0.009 + 0.002 (V [\text{km/h}] / 100) + 0.0003 (V [\text{km/h}] / 100)^4) 1454.0 \cdot 9.81 \cos \alpha V [\text{m/s}]$$



### 3.6 OTPOR VAZDUHA - I

Vozilo prilikom vožnje 'odguruje' vazduh od sebe (dinamički pritisak zraka) i stvara vrtloge. Vazduh djelomično i klizi po površini vozila (trenje). Jedan dio vazduha mora proći kroz automobil (hladnjak motora, sustav ventilacije, itd). Sve zajedno daje otpor vazduha.



### 3.7 OTPOR VAZDUHA - II

**Ukupni otpor vazduha:  $R_z = p A C_D$**

$p = 0.5 \rho (V + V_0)^2$  . Dinamički pritisak vazduha (na čeonu površinu vozila)

$V$  ... Brzina vozila

$V_0$  ... Brzina protuvjetera

$\rho$  ...Gustoća vazduha

$A = 0.775 B H$  ... Čeona površina vozila

$B$  ... Širina vozila

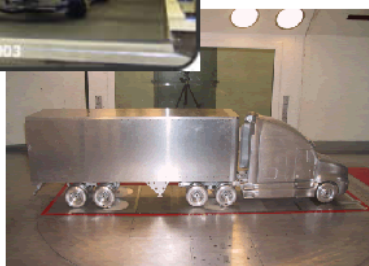
$H$  ... Visina vozila





$C_D$  ...Koeficijent otpora vazduha



### 3.8 KOEFICIJENT OTPORA VAZDUHA

Koeficijent otpora  $C_D$  ovisi isključivo o **obliku vozila**  
(ne o dimenzijama!), određuje se u **vazdušnom tunelu**.



	Model godina	A u m <sup>2</sup>	C <sub>w</sub>	
	ID 19	1956	2.14	0.36
	GS	1970	1.77	0.27
	CX 2000	1974	1.96	0.40
	MX	1982	1.89	0.33 – 0.34

Renault Clio 2006 2.12 0.34



### 3.9 OTPOR VAZDUHA - III

Potrebna snaga za savladavanje otpora **vazduha**:

$$P_z = R_z V$$

Za Renault Clio 1.5 dCi (2006):

$$P_z = 0.5 \cdot 1.227 \text{ [kg m}^{-3}\text{]} V^2 \cdot 2.12 \text{ [m}^2\text{]} \cdot 0.34 = 0.442 V^3 \text{ [m/s]}$$



### 3.10 OTPOR TRANSMISIJE - I

Otpori nastali uslijed mehaničkih gubitaka u mjenjaču, kardanskim zglobovima, osovinskoj redukciji, kotrljajućim ležajevima itd.:

$$\begin{aligned}\eta_{\text{mjenjač}} &= 0.96 - 0.98 \\ \eta_{\text{diferencijal}} &= 0.97 - 0.98 \\ \eta_{\text{kardan}} &= 0.98 - 1.0\end{aligned}$$

Ukupna iskoristivost transmisije:

$$\eta_t = \eta_{\text{mjenjač}} \cdot \eta_{\text{diferencijal}} \cdot \eta_{\text{kardan}} = 0.95$$



### 3.11 OTPOR TRANSMISIJE - II

Potrebna snaga:  $P_t = P_e (1 - \eta_t) n_k / n_{k, \max}$

$P_e$  ... Efektivna snaga motora

$n_k = 60 V / (2 \pi r_d)$  ... Broj okretaja točkova (1/min)

$r_d$  ... Dinamički radijus točka

$n_{k, \max}$  ... Broj okretaja točka pri  $V_{\max}$  → Pri vožnji s  $V_{\max}$ :  $n_k / n_{k, \max} = 1$

$$P_t = P_e \cdot (1 - \eta_t) \cdot \frac{60 V}{2 \pi r_d n_{k, \max}} = P_e (1 - \eta_t) \frac{60 V i_{uk, \min}}{2 \pi r_d n_{\max}}$$

$i_{uk, \min} = n_{\max} / n_{k, \max} = i_v i_0$  ... Ukupni stepen redukcije okretaja motora pri  $V_{\max}$

$n_{\max}$  ... Broj okretaja motora pri  $V_{\max}$



### 3.12 PRIBLIŽNA EFEKTIVNA SNAGA MOTORA

Funkcija (Leyderman) za proračun krivulje snage motora  $P_e$  na osnovu jedne poznate tačke ( $P_{e, max}$ ):

$$P_e = P_{e, max} (a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3)$$

$$\lambda = n / n_{P_{e, max}} \sim V_t / V_{P_{e, max}}$$

$n$  ... Odabran broj okretaja motora

$n_{P_{e, max}}$  ... Broj okretaja motora kod  $P_{e, max}$

$V_t$  ... Brzina vozila pri  $n$  (vrijedi za  $V_t \leq V_{P_{e, max}}$ )

$V_{P_{e, max}}$  ... Najveća brzina vozila pri  $n_{P_{e, max}}$

Za Renault Clio 1.5 dCi (2006):

→ 3750 min<sup>-1</sup>

→ ≈ 157 km/h (≈ 43.5 m/s)

$a, b, c$  ... Koeficijenti (za dizelski motor:  $a = 0.5, b = 1.5, c = 1.0$ ,  
za benzinski motor:  $a = 1.0, b = 1.0, c = 1.0$ )



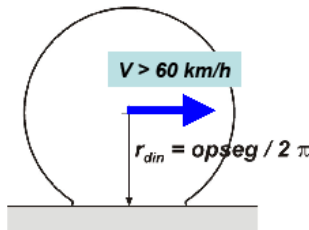
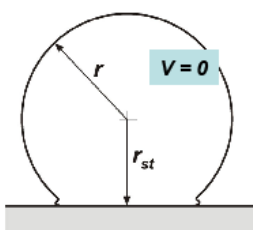
### 3.13 DINAMIČKI RADIJUS TOČKA

Dimenzije točka Za Renault Clio 1.5 dCi (2006): **185/60 R15**

Radius naplatka:  $R = 0.5 \cdot 15'' = 7.5'' = 0.1905 \text{ m}$  ( $1'' = 25.4 \text{ mm}$ )

Visina profila neopeterečene gume: 60% →  $H_G = 0.185 \cdot 0.60 = 0.111 \text{ m}$

Radius neopeterečenog točka:  $r = R + H_G = 0.1905 + 0.111 = 0.3015 \text{ m}$



Dinamički radius točka:  $r_d = 0.97 r = 0.2924 \text{ m}$



### 3.14 OTPOR TRANSMISIJE - III

$$P_t = P_{e,max} (a\lambda + b\lambda^2 + c\lambda^3)(1 - \eta_t) \frac{60 V i_V i_0}{2\pi r_d n_{max}} =$$

$$P_t = P_{e,max} \left( a \frac{V_1}{V_{Pe,max}} + b \left( \frac{V_1}{V_{Pe,max}} \right)^2 - c \left( \frac{V_1}{V_{Pe,max}} \right)^3 \right) (1 - \eta_t) \frac{60 V i_V i_0}{2\pi r_d n_{max}}$$

Za brzine  $V \leq V_{Pe,max} \rightarrow V_1 = V$ ,

za brzine  $V > V_{Pe,max} \rightarrow V_1 = V_{Pe,max}$  !

Za Renault Clio 1.5 dCi (2006):

$$P_t = 63000 \left( 0.5 \frac{V_1}{43.5} + 1.5 \left( \frac{V_1}{43.5} \right)^2 - 1.0 \left( \frac{V_1}{43.5} \right)^3 \right) (1.0 - 0.95) \frac{60 V 0.76 \cdot 3.44}{2\pi 0.29 \cdot 4100.0}$$

$$P_t = 66.0 \left( 0.5 \frac{V_1}{43.5} + 1.5 \left( \frac{V_1}{43.5} \right)^2 - 1.0 \left( \frac{V_1}{43.5} \right)^3 \right) V \quad [\text{m/s}]$$



### 3.15 OTPOR PENJANJA

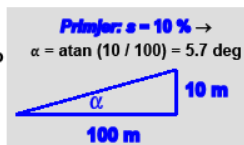
Prilikom vožnje **uzbrdo**:  $R_p = G_V \frac{s\%}{100}$

s% ... Uspon u postocima

Projekirani uspon: 0 – 40% ( $\alpha = 21.8$  deg) za putničko vozilo

> 40% za teretna vozila

< 40% za autobuse



Snaga potrebna za savladavanje uspona:

$$P_p = R_p V$$

Za Renault Clio 1.5 dCi (2006):

$$P_p = m_V g \frac{s\%}{100} V = 1665.0 \cdot 9.81 \frac{s\%}{100} V = 163.34 s\% V$$



## 3.16 OTPOR UBRZANJA

Otpor ubrzanja ili inercije:

$$R_i = \delta a / g$$

$\delta$  ... Koeficijent utjecaja rotacionih masa

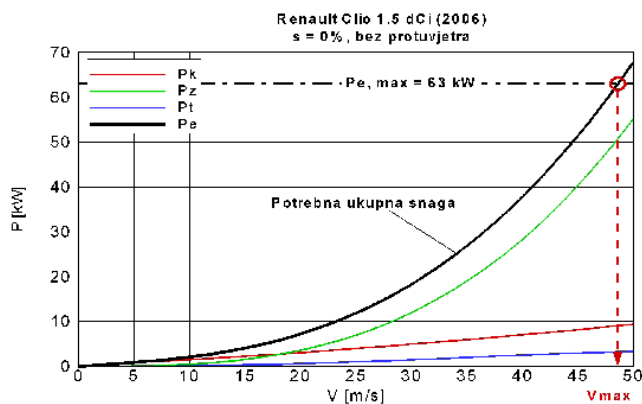
$a$  ... Ubrzanje vozila



## 3.17 UKUPNA POTREBNA SNAGA

Za savladavanje svih otpora pri vožnji s  $V = \text{const.}$  ( $R_i = 0$ ) po horizontalnoj

podlozi ( $s = 0\%$ ,  $R_p = 0$ ) potrebna je efektivna snaga motora:  $P_e = P_k + P_z + P_t$







### 3.18 OTPORI VOŽNJE NA USPONU - I

Uspón  $s = 0\%$   $\rightarrow \alpha = 0 \text{ deg}$ ,  $\cos \alpha = 1$

V [m/s]	Pk	Pz	Pt	Pp	Pe
0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00
0.5000E+01	0.7403E+00	0.5528E-01	0.2485E-01	0.0000E+00	0.8204E+00
0.1000E+02	0.1481E+01	0.4422E+00	0.1194E+00	0.0000E+00	0.2042E+01
0.1500E+02	0.2221E+01	0.1492E+01	0.3048E+00	0.0000E+00	0.4018E+01
0.2000E+02	0.3040E+01	0.3538E+01	0.5901E+00	0.0000E+00	0.7168E+01
0.2500E+02	0.3947E+01	0.6910E+01	0.9725E+00	0.0000E+00	0.1183E+02
0.3000E+02	0.4914E+01	0.1194E+02	0.1437E+01	0.0000E+00	0.1829E+02
0.3500E+02	0.5940E+01	0.1896E+02	0.1957E+01	0.0000E+00	0.2686E+02
0.4000E+02	0.7025E+01	0.2830E+02	0.2494E+01	0.0000E+00	0.3782E+02
0.4500E+02	0.8168E+01	0.4030E+02	0.2952E+01	0.0000E+00	0.5142E+02
0.4800E+02	0.8883E+01	0.4890E+02	0.3149E+01	0.0000E+00	0.6094E+02

Uspón  $s = 10\%$   $\rightarrow \alpha = 5.71 \text{ deg}$ ,  $\cos \alpha = 0.995$

V [m/s]	Pk	Pz	Pt	Pp	Pe
0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00
0.5000E+01	0.7366E+00	0.5528E-01	0.2485E-01	0.7132E+01	0.7949E+01
0.1000E+02	0.1473E+01	0.4422E+00	0.1194E+00	0.1426E+02	0.1630E+02
0.1500E+02	0.2210E+01	0.1492E+01	0.3048E+00	0.2140E+02	0.2540E+02
0.2000E+02	0.3025E+01	0.3538E+01	0.5901E+00	0.2853E+02	0.3568E+02
0.2500E+02	0.3928E+01	0.6910E+01	0.9725E+00	0.3566E+02	0.4747E+02
0.3000E+02	0.4890E+01	0.1194E+02	0.1437E+01	0.4279E+02	0.6106E+02



### 3.19 OTPORI VOŽNJE NA USPONU - II

Uspón  $s = 20\%$   $\rightarrow \alpha = 11.31 \text{ deg}$ ,  $\cos \alpha = 0.9806$

V [m/s]	Pk	Pz	Pt	Pp	Pe
0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00
0.5000E+01	0.7259E+00	0.5528E-01	0.2485E-01	0.1426E+02	0.1507E+02
0.1000E+02	0.1452E+01	0.4422E+00	0.1194E+00	0.2853E+02	0.3054E+02
0.1500E+02	0.2178E+01	0.1492E+01	0.3048E+00	0.4279E+02	0.4677E+02

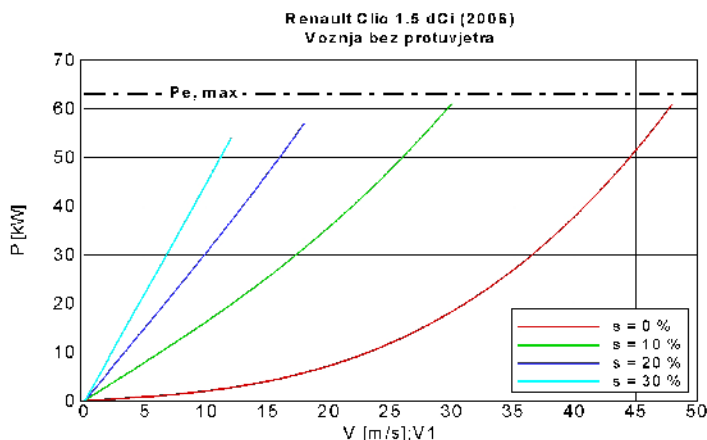
Uspón  $s = 30\%$   $\rightarrow \alpha = 16.70 \text{ deg}$ ,  $\cos \alpha = 0.9578$

V [m/s]	Pk	Pz	Pt	Pp	Pe
0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00
0.5000E+01	0.7091E+00	0.5528E-01	0.2485E-01	0.2140E+02	0.2218E+02
0.1000E+02	0.1418E+01	0.4422E+00	0.1194E+00	0.4279E+02	0.4477E+02



### 3.20 OTPORI VOŽNJE NA USPONU - III

Raspoloživa snaga ovisno o usponu:



### 4.1 OKRETAJI MOTORA OKRETAJI TOČKA

Odnos između broja okretaja motora i brzine kretanja vozila:

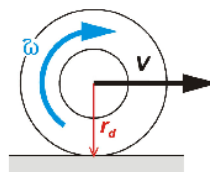
$V = \text{opseg kotača [m]} \times \text{broj okr. točaka [s}^{-1}]$

$$V = 2 \pi r_d n_k / 60 = 2 \pi r_d n_m / (60 i_N i_0)$$

$i_N$  ... Prenosni odnos u mjenjaču

$i_0$  ... Prenosni odnos u osovinskom reduktoru

$n_m$  ... Broj okretaja motora



Najveća brzina vozila u pojedinim stepenima (Renault Clio 1.5 dCi):

$$V_{n, \max} = 2 \pi r_d n_{m, \max} / (60 i_N i_0) = 2 \pi 0.29 n_{m, \max} / (60 i_N 3.44) = 0.0088 n_{m, \max} / i_N$$

$n_{m, \max}$  ... Broj okretaja motora kod maksimalne brzine u

pojedinih stepenima prenosa: za I - IV stupanj  $\rightarrow n_{m, \max} \approx 4450 \text{ min}^{-1}$

za V stupanj  $\rightarrow n_{m, \max} \approx 4100 \text{ min}^{-1}$



## 4.2 MAKSIMALNE BRZINE VOŽNJE U POJEDINIM STEPENIMA PRENOSA

Prenosni odnosi pojedinih stepeni prenosa (iz tehničkih podataka):

Stepen prenosa	1	2	3	4	5	Red.
prenosni odnos	3.73	2.05	1.32	0.97	0.76	3.44

Najveća brzina vozila u pojedinim stepenima (Renault Clio 1.5 dCi):

Stepen prenosa	1	2	3	4	5
Maksimalni broj okretaja motora [ $\text{min}^{-1}$ ]	4450	4450	4450	4450	4100
Maksimalni broj okretaja točka [ $\text{min}^{-1}$ ]	347	631	980	1334	1568
Maksimalna brzina [ $\text{m/s}$ ]	10.5	19.2	29.8	40.5	47.6
Maksimalna brzina [ $\text{km/h}$ ]	38	69	107	146	172



## 5.1 RASPOLOŽIVA SNAGA NA TOČKOVIMA - I

Raspoloživa snaga na točkovima za uključeni stupanj prijenosa:

$$P_N = \eta_N P_e$$

Stupanj prijenosa, $N$	1	2	3	4	5
Iskoristivost transmisije, $\eta_N$	0.91	0.93	0.95	0.97	0.98

Funkcija (Leyderman) za proračun krivulje snage motora  $P_e$  na osnovu jedne poznate tačke ( $P_{e, \max}$ ):

$$P_e = P_{e, \max} (a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3)$$

$$\lambda = n / n_{P_{e, \max}}$$

$n$  ... Odabrani broj okretaja motora

$n_{P_{e, \max}}$  ... Broj okretaja motora kod  $P_{e, \max} \rightarrow n_{P_{e, \max}} = 3750 \text{ min}^{-1}$

$a, b, c$  ... Koeficijenti (za dizelski motor:  $a = 0.5, b = 1.5, c = 1.0$ ,

za benzinski motor:  $a = 1.0, b = 1.0, c = 1.0$ )



## 5.2 RASPOLOŽIVA SNAGA NA TOČKOVIMA - II

Efektivna snaga na raspolaganju pri odabranom broju okretaja motora:

Broj okretaja motora, $n$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$\lambda$	$P_e$ [kW]
500	0.13	6.46
1000	0.27	15.16
1500	0.40	25.20
2000	0.53	35.69
2500	0.67	45.73
3000	0.80	54.43
3500	0.93	60.89
3750	1.0	63.0



## 5.3 RASPOLOŽIVA SNAGA NA TOČKOVIMA - III

Raspoloživa snaga na točkovima za uključeni stepen prenosa:

$$P_N = \eta_N P_e$$

n	$P_1$	$P_2$	$P_3$	$P_4$	$P_5$	$P_6$
$[\text{o/min}]$	[kW]					
500	5,8786	6,0078	6,137	6,2682	6,3308	6,46
1000	13,796	14,099	14,402	14,705	14,857	15,16
1500	22,932	23,436	23,94	24,444	24,696	25,2
2000	32,478	33,192	33,906	34,619	34,976	35,69
2500	41,614	42,529	43,444	44,358	44,815	45,73
3000	49,531	50,62	51,709	52,797	53,341	54,43
3500	55,41	56,628	57,846	59,063	59,672	60,89
3750	57,33	58,59	59,85	61,11	61,74	63



## 5.4 RASPOLOŽIVA BRZINA VOŽNJE

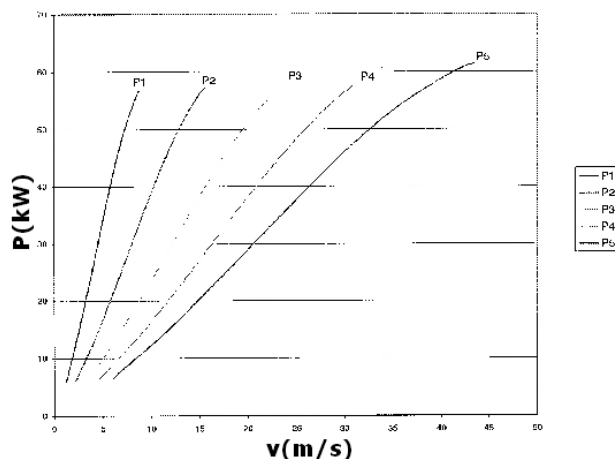
Brzina vožnje u pojedinim stepenima prenosa za određeni broj okretaja:

$$V_N = 2 \pi r_d n_m / (60 i_N i_0) = 0.00885 n_m / i_N$$

n [1/min]	v1 [m/s]	v2 [m/s]	v3 [m/s]	v4 [m/s]	v5 [m/s]
500	1.19	2.17	3.35	4.56	5.82
1000	2.39	4.34	6.70	9.12	11.64
1500	3.58	6.51	10.06	13.69	17.47
2000	4.77	8.68	13.41	18.25	23.29
2500	5.96	10.85	16.76	22.81	29.11
3000	7.15	13.02	20.11	27.37	34.93
3500	8.35	15.19	23.47	31.93	40.76
3750	8.95	16.28	25.14	34.21	43.67



## 5.5 RASPOLOŽIVA SNAGA NA TOČKOVIMA - IV





## 6.1 IDEALNA VUČNA SILA - I

**Vučna sila** mora savladati slijedeće otpore:

$$F_v = R_k + R_z \pm R_p \pm R_i$$

**Idealna vučna sila**, tj. vučna karakteristika za slučaj konstantne maksimalne snage:

$$F_{v, id} = P_{e, max} / V_{max}$$

$F_{v, id}$  ... Idealna vučna sila pri zadanom broju okretaja

$P_{e, max}$  ... Maksimalna efektivna snaga motora →  $P_{e, max} = 63 \text{ kW}$

$V_{max}$  ... Maksimalna brzina vozila pri zadanom broju okretaja

n [1/min]	Vmax [m/s]	Fv, id [kN]
500	5.86	10.76
1000	11.71	5.38
1500	17.57	3.59
2000	23.42	2.69
2500	29.28	2.15
3000	35.13	1.79
3500	40.99	1.54
3750	43.91	1.43

Idealna vučna sila prikazana u vučnom dijagramu zove se **hiperbola vuče**.



## 6.2 REALNA VUČNA SILA

**Realna vučna sila**, tj. vučna karakteristika za slučaj realne snage u pojedinim stepenima prenosa, predstavlja odnos vučne sile i ostalih sila koje djeluju na vozilo prilikom kretanja:

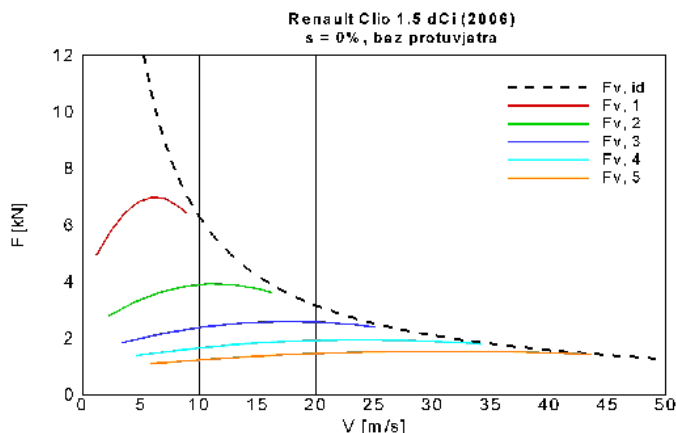
$$F_{v (I,II,III,IV,V)} = P_{I,II,III,IV,V} / V_{I,II,III,IV,V}$$

Primjer (za I. brzinu) :

n [1/min]	V1 [m/s]	P1 [kW]	Fv, 1 [kN]
500	1.19	5.88	4.94
1000	2.39	13.80	5.77
1500	3.58	22.93	6.41
2000	4.77	32.48	6.81
2500	5.96	41.61	6.98
3000	7.15	49.53	6.92
3500	8.35	55.41	6.63
3750	8.95	57.33	6.41



## 6.3 VUČNI DIJAGRAM



Vučne sile u pojedinom stepenu prenosa moraju **tangirati vučnu hiperbolu**. Vučna hiperbola je idealna vučna karakteristika, tj. krivulja konst. snage u  $F, V$  - dijagramu.



### Fizika i dinamika sudara

#### Što se događa kod sudara

Kad se vozilo sudari s nekim objektom kao što je stablo, zid ili drugo vozilo u pokretu, tada se zbog udarca naglo zaustavlja. Međutim, sve unutar vozila što nije pričvršćeno nastavlja se kretati - uključujući i putnike. To se događa zbog inercije - tendencije objekta da se nastavi kretati sve dok ga nešto ne zaustavi. Inercija je objašnjena Prvim Newtonovim zakonom kretanja..

Zamislamo da se vozimo stalnom brzinom od 80 km/h. Tada je naša brzina (putnika) i brzina vozila praktički ista. Zbog toga imamo osjećaj da se mi i vozilo krećemo kao jedna cjelina.

Ali ako se naše vozilo sudari s betonskim stupom tada će inercije vozila i putnika postati nezavisne. Sila betonskog stupa naglo će zaustaviti vozilo, ali brzina kretanja putnika ostat će ista - tada nevezani putnici mogu udariti licem u prednje staklo ili u sjedalo ispred sebe, prsnim košem u volan ili kontrolnu ploču, a mogu biti i izbačeni iz vozila. Unutarnji organi putnika također se nastavljaju kretati - mozak će se komprimirati prema prednjem dijelu lubanje, srce, pluća i bubrezi mogu udariti jedan u drugo ili u kosti.



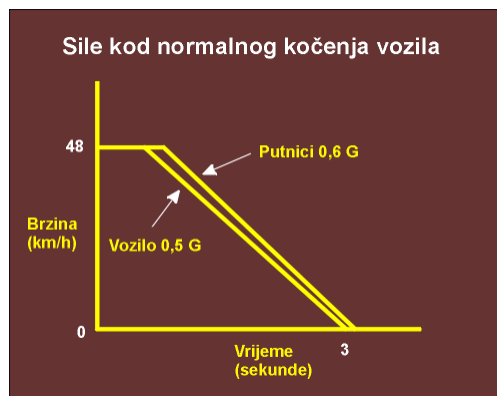
U nastojanju da se ovo upravo navedeno ublaži, trebaju se koristiti pojasevi za vezanje. Njihova je namjena da pričvrste putnike za vozilo i da raspodijele razornu silu udarca na otpornije dijelove tijela, povećavajući tako šansu za preživljavanje, odnosno izbjegavanje teških tjelesnih povreda i to čak za do 50%.

Isto tako, i samo vozilo ima posebne zone koje trebaju ublažiti udarac, tzv. zone gnječenja ili gužvanja (engl. *crumple zones*). One se nalaze na prednjem i stražnjem dijelu vozila i napravljene su tako da se relativno lako mogu gnječiti. Umjesto da se cijelo vozilo naglo zaustavi kada se sudari s preprekom, ono apsorbira i troši dio sile udarca na gnječenje prednjeg ili stražnjeg dijela vozila. Putnička kabina je puno čvršća kako se ne bi zgužvala oko putnika. Naravno, zone gnječenja ili gužvanja štite putnike koji se kreću zajedno s vozilom, drugim riječima, one koji su pojasom vezani za sjedalo vozila. Pojasevi za vezanje namijenjeni su odraslim osobama i vežu osobu po sredini tijela (preko kukova) i preko ramena. Na taj način pojasevi usmjeravaju najveću silu zaustavljanja na prsni koš i zdjelicu. Da bi uspješno obavljali svoj zadatak, pojasevi trebaju dobro pristajati osobi. Pojas nije namijenjen za vezanje male djece i zato se trebaju koristiti dječje autosjedalice.



### Teorijsko objašnjenje

$g$  je oznaka za ubrzanje zemljine gravitacije (slobodnog pada) i ona iznosi  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Sila gravitacije privlači sve objekte prema centru Zemlje te daje masi objekta *težinu*. Težina nastaje usljed djelovanja sile akceleracije  $g$ . Promjene u brzini ili smjeru kretanja vozila kao što su automobili ili zrakoplov stvaraju ubrzavajuće (akcelerirajuće ili deakcelerirajuće) sile koje mogu biti puno puta jače od sile gravitacije. Kod normalnog kočenja brzina vozila smanjuje se kroz duže vrijeme i na dužem putu. Takva deakceleracija (usporavanje) znači i mali  $G$  (slika).



**Sile deakceleracije kod normalnog kočenja:** Vozilo se zaustavlja u vremenu od 3 sekunde, putnici se počinju zaustavljati kratko nakon samog vozila. Vozilo se zaustavlja na udaljenosti od 15 do 20 metara.





Odnos ubrzanja (akceleracije) nekog tijela u odnosu na zemljinu silu gravitacije označava se kao  $G$ . Tijelo mase jedan kg izloženo sili zemljine gravitacije imat će težinu 1 kg. Isto tijelo mase 1 kg izloženo sili od 5  $G$  imat će težinu od 5 kg. Primjerice, putnici velikog putničkog aviona koji uzlijeće nekoliko su sekundi izloženi sili od 1,2 do 1,3  $G$ . Članovi posade Space Shuttlea kontrolirano su izloženi sili od najviše 3  $G$  kako bi se zaštitili od prevelikih sila ubrzanja (tzv. *maksimalnog dinamičkog pritiska*). Space Shuttle može postići puno veća ubrzanja, ali se snaga njegovih motora u toku uzlijetanja namjerno *smanjuje* i prilagođava posadi.



### Najviše vrijednosti $G$ koje čovjek može podnijeti

Negativan utjecaj sile kratkotrajne deakceleracije obično se kategorizira kao:

1. podnošljiv,
2. sa srednjim i teškim tjelesnim povredama te
3. smrtonosan.

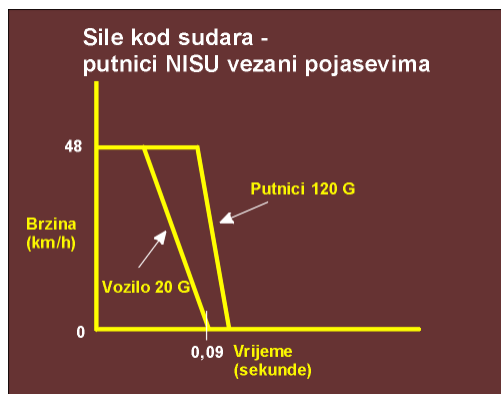
Podnošljive sile deakceleracije uzrokuju modrice i povrede nastale struganjem, ali ne uzrokuju teže tjelesne povrede. Sile koje uzrokuju srednje i teške tjelesne povrede izazivaju traumu, prijelome, napuknuća i unutrašnje povrede organima kao što su jetra, slezena i mozak.

Granice izdržljivosti - tolerancije na  $G$  za čovjeka procjenjuju se za odrasle osobe koje su dobro vezane pojasevima i to s obzirom na smjer akceleracije. Testiranja se obavljaju na lutkama sa senzorima (*crash dummies*), životinjama i ljudima.

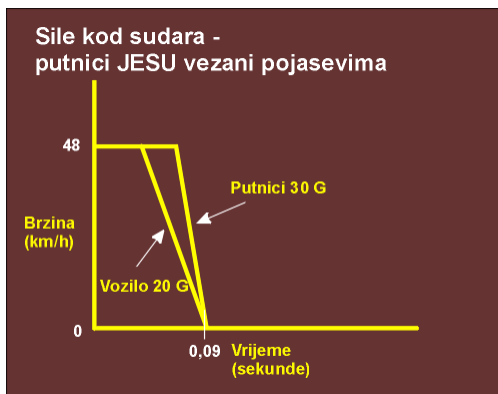
Najniži prag tolerancije (dakle, ono što je najopasnije) na  $G$  je kod udara sa strane - 11 do 12  $G$  u trajanju od 0,1 sekunde.

Najviši prag tolerancije na  $G$  je kod udara sprijeda - čak i više od 45  $G$  u trajanju od 0,1 sekunde.

Kod sudara vozila s betonskim stupom, stablom, zidom ili drugim vozilom u pokretu, nevezani putnici izloženi su sili od 120  $G$  (slika 2).



**Sile deakceleracije kod naglog zaustavljanja vozila - sudara bez korištenja pojaseva:** Na udaljenosti od najviše 1 m i u trajanju od 0,09 sekundi dolazi do naglog zaustavljanja vozila. Putnici se zaustavljaju na udaljenosti od samo 0,3 m (do vjetrobranskog stakla, kontrolne ploče, volana, prednjeg sjedala, ...) te je G zato čak 120.



**Sile deakceleracije kod naglog zaustavljanja vozila - sudara s korištenjem pojaseva:** Vozilo se na slici 3. zaustavlja za 0,09 sekundi na udaljenosti od najviše 1 m. Putnici su vezani pojasevima i njihov je ublažavajući učinak vidljiv u značajnom smanjenju sile G na 30, a to je ispod najviše granice koju čovjek može podnijeti (45 G).



U trenutku sudara uslijed sile deakceleracije (kratko vrijeme zaustavljanja, kratak put zaustavljanja) svaki nevezani objekt, ovisno o brzini, postaje teži za 30 do 60 puta.

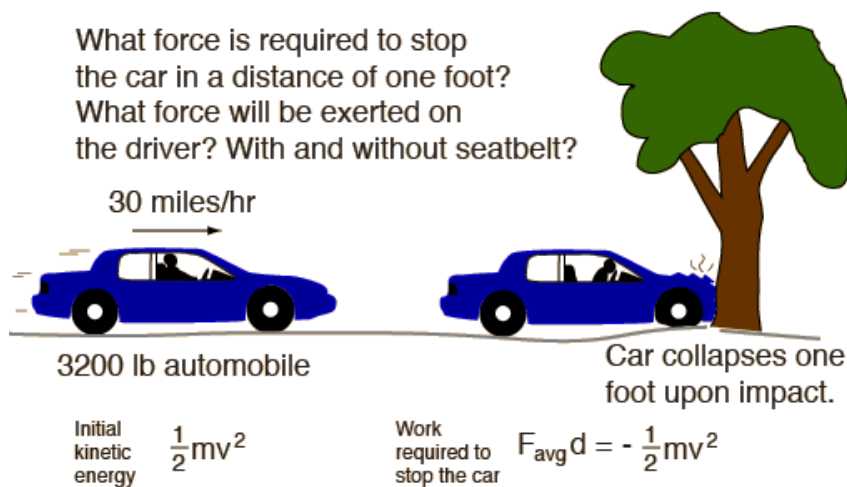
Tako i nevezana djeca-putnici u automobilu.

Ako odrasla vezana osoba drži u naručju nevezano dijete mase od samo 5 kg tada u trenutku sudara težina djeteta postaje od 150 do 300 kg. Čak i najjače ruke neće moći zadržati takvo dijete da ne poleti dalje u smjeru u kojem se do tada kretalo sada naglo zaustavljeno vozilo.

Gornje slike prikazuju sile koje se javljaju kod sudara. Ispravno vezane odrasle osobe i djeca u autosjedalicama podložni su puno manjim silama te stoga imaju veće šanse za preživljavanje.



### Forces in Car Crashes





### Example of Force on Car

Weight of car = 3200 lb = 14,230 N  
Mass =  $\frac{W}{g} = \frac{3200 \text{ lb}}{32 \text{ ft/s}^2} = 100 \text{ slugs}$



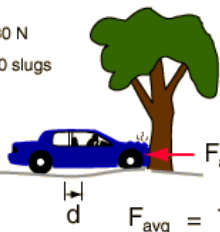
$$KE_{\text{initial}} = \frac{1}{2}mv^2$$

Velocity = 30 mi/hr = 44 ft/s

$$KE = \frac{1}{2}(100 \text{ slugs})(44 \text{ ft/s})^2$$

$$KE = 96,800 \text{ ft lb}$$

d = 1 foot after impact



What effect would it have on the impact force if the car were more rigid, collapsing only 6 inches?

$$F_{\text{avg}} d = -\frac{1}{2}mv^2$$

Work required to stop the car

$$F_{\text{avg}} = \frac{-\frac{1}{2}mv^2}{d}$$

$$F_{\text{avg}} = \frac{96,800 \text{ ft lb}}{1 \text{ ft}} = 96,800 \text{ lb} = 48.4 \text{ tons!}$$

(This initial example is cast in U.S. common units because most U.S. readers can make comparisons to known forces more easily in those terms. The calculation provides the results in SI units as well.)



### Upravljanje dinamikom vozila

Softverske funkcije sistema za upravljanje dinamikom vozila umrežuju program električne stabilnosti ESP® s drugim aktivnim sistemima za dinamiku vozila s područja upravljanja, pogonskog sustava i šasije.

Zadatak sustava za upravljanje dinamikom vozila (VDM) je:

- Bolja aktivna sigurnost (npr. manji put kočenja)
- Bolja pokretnost vozila (npr. bolji dinamički odziv u zavojima)

Dok pojedinačni sustavi za upravljanje dinamikom vozila poboljšavaju određene potfunkcije vozila, posebno na području komforosti i praktičnosti, postoji i međudjelovanje između tih sustava i sustava ESP®, budući da svi ti sustavi utječu na uzdužnu i bočnu dinamiku.

Upravljanje tom interakcijom pomoću sustava VDM omogućava i uporabu novih funkcija pomoću postojećeg sustava za upravljanje dinamikom vozila. Realizacija ovih funkcija pomoću softvera omogućava proizvođaču automobila razlikovanje funkcija prema marki vozila, kao i prema modelu.





Sofver sistema VDM može se ugraditi ili u ESP® ECU ili u upravljački uređaj. Svi potsistemi vozila koriste signale senzora i podatke o statusu vozila koji se centralno preračunavaju, npr. o brzini vozila, uglu bočnog pomaka te kretanju tijela vozila. Tako se osigurava usklađenost sistema i ekonomična te funkcionalan upotreba funkcija.



### Dinamička regulacija ugla upravljanja



Funkcija «aktivno upravljanje prednjim točkovima» sastoji se od elektromotora s preusmjerenim mjenjačem. Kako bi vozač lakše upravljao automobilom, ugao zakretanja koji izračuna sustav upravljanja vozilom poništava ugao pod kojim vozač zakreće upravljač. Jedna od posljedica je da vozač treba manje snage za upravljanje vozilom pri parkiranju. Druga prednost je da je pri velikim brzinama vozilo manje osjetljivo na malene pokrete upravljača.

Softver za regulaciju ugla pri dinamičkom upravljanju umrežava sistem za aktivno upravljanje prednjim točkovima i ESP. To znači da ESP, uz intervencije pri kočenju, ili kao alternativa tome, može uticati i na ugao kod aktivnog upravljanja prednjim točkovima te na taj način poboljšava sigurnost i pokretljivost.



## Dinamička regulacija okretnog momenta upravljača



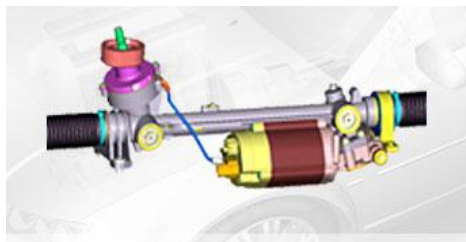
Električni servo upravljač pomaže vozaču tako da pomoću elektromotora povećava zakretni moment upravljača.

U usporedbi s hidrauličnim servo upravljačem, električno servo upravljanje koristi se samo kad za to postoji potreba. Tako se smanjuje potrošnja goriva, a time i emisije CO<sub>2</sub>.

Softver za regulaciju okretnog momenta pri dinamičkom upravljanju umrežava sistem ESP i električni servo upravljač. Budući da se na zakretni moment upravljača aktivno djeluje, reakcija vozača je brža u kritičnim situacijama



## Električni servo upravljač (EPS)



Kod električnog servo upravljača senzor registrira upravljački pokret vozača i pomoću elektronike upravlja elektromotorom na upravljačkom stupu ili zupčastoj letvi. Tako nastaje okretni moment koji odgovara trenutnoj potrebi i koji pomaže vozaču pri zakretanju volana. Bosch omogućuje primjenu i u prostoru vozača i u prostoru motora. Osim asinkronih motora iz serija koji se već proizvode, Bosch će u budućnosti ponuditi i motore iz serije PSM (Permanently Stimulated Magnet) sa ili bez ugrađene kontrolne i regulacijske elektronike. Oni se mogu ugraditi u elektromehaničke upravljačke sustave sa snagama zupčane letve do 10,4 kN (ASM), a ubuduće i do 13 kN (PSM). Asinkroni motori (ASM) zbog svog načina rada nemaju zatezni moment, imaju najnižu valovitu krivulju okretnog momenta i visok sigurnosni standard te tako ispunjavaju velika očekivanja koja se postavljaju EPS motorima.



### Dinamička regulacija okretnog momenta točkova pomoću diferencijala



Diferencijale vektora zakretnog momenta raspoređuju zakretni moment na kotače koji se nalaze na određenoj osovini.

Softver za dinamičku regulaciju okretnog momenta kotača pomoću diferencijala umrežava sustav ESP i diferencijale vektora zakretnog momenta. ESP se primjenjuje za trakciju, uzdužnu i bočnu dinamiku i selektivnu regulaciju diferencijala vektora zakretnog momenta. Stoga sinamička regulacija okretnog momenta točkova pomoću diferencijala poboljšava pokretljivost i stabilnost vozila, uzimajući u obzir potrebna sigurnosna ugraničenja.



### Dinamička regulacija okretnog momenta točkova pomoću kočnice



Raspoređivanje zakretnog momenta na točkove koji se nalaze na određenoj osovini može preuzeti i sustav ESP samo preko djelovanja na kočnice. Softver za regulaciju dinamičkog okretnog momenta kotača pomoću kočnice koristi mogućnosti umrežavanja sustava ESP sa sustavom upravljanja motorom, što nadilazi uobičajeno smanjivanje zakretnog momenta motora. Štoviše, zakretni moment motora povećava se kako bi se povećao zakretni moment određenog točka, a intervencijom kočnice taj se dodatni zakretni moment neutralizira na drugom točku. Vozilo opremljeno sistemom za regulaciju dinamičkog okretnog momenta točkova pomoću kočnice može voziti uz veće zakretanje oko vertikalne osi a da se ne smanji njegova stabilnost, uz uzimanje u obzir potrebnih sigurnosnih ograničenja.



### Dinamička regulacija snage prigušivača



Sistem prigušivača kompenzira neravnine na cesti tako da prigušuje okomite vibracije točkova pomoću amortizera punjenih hidrauličnim uljem.

Aktivna regulacija sistema prigušivača nadzire tok ulja u amortizer pomoću ventila. To znači da je, uz normalne nepromjenjive postavke amortizera, moguće odrediti promjenjive postavke, ovisno o površini ceste ili u skladu sa željama vozača. Drugim riječima, komfornije ili tvrđe.

Sistem za dinamičku regulaciju snage prigušivača umrežava sistem ESP s aktivnom regulacijom sistema prigušivača. Stoga čak i kod potpunog zaustavljanja vozila i kod ulaska u oštar zavoj ova funkcija optimizira postavke sistema za aktivnu regulaciju prigušivača. Tako se povećava sigurnost i pokretljivost vozila jer se smanjuje put kočenja vozila i poboljšava se zakretanje oko vertikalne osi.



### Dinamička regulacija sile stabilizatora kod prevrtanja



Mijenjanjem tvrdoće aktivnih stabilizatora kod prevrtanja, hidraulički ili električni sistemi smanjuju mogućnost prevrtanja vozila pri ulasku u oštar zavoj.

Softver za dinamičku regulaciju stabilizatora kod prevrtanja umrežava sustav ESP i sistem za regulaciju stabilizatora kod prevrtanja. To omogućava izabiranje relativne tvrdoće sabilizatora prednje i stražnje osovine kako bi se uticalo na svojstva preupravljlivosti i podupravljlivosti vozila.





Sistem za automatsku kontrolu razmaka od Boscha  
Automatska kontrola razmaka (ACC) protiv novčanih kazni i zabrana vožnje. Sistem pomaže vozaču osigurava sigurnu udaljenost  
Ispitivanja ACC sistema su dokazala: veća sigurnost, manje stresa  
Već se može naručiti za mnoge nove modele  
Novi prekršajni propisi prijete oštrim kaznama za preblizu vožnju  
Stres od posla i sve veća gustoća prometa na cesti nose svoju cijenu: vrijeme slijedećeg sastanka se približava, vozila ispred nas se ne sklanjanju s puta dovoljno brzo, a kamera koja mjeri razmak između vozila nije vidljiva na drugoj strani mosta. Od 1. svibnja kazna za vožnju iza drugog vozila na udaljenosti manjoj od 15 metara brzinom od 100 kilometara na sat u Njemačkoj može rezultirati zabranom vožnje mjesec dana. Bosch smanjuje ovaj rizik s jednim od svojih sistema pomoći vozaču. Sistem za automatsku kontrolu razmaka između vozila (ACC) osigurava sigurnu, opuštenu vožnju na dugim relacijama. Ispitivanja pokazuju da se kod vozača koji se koriste sistemom ACC broj slučajeva u kojima oni bitno ili čak opasno smanjuju svoj sigurnosni razmak smanjuje za oko 70%. Ovaj sistem pomoći vozaču na taj način povećava sigurnost u prometu i smanjuje rizik od novčanih kazni ili zabrane vožnje. Osim toga dosljedna upotreba sistema ACC može čak uštedjeti gorivo.



Sistem ACC ne regulira samo brzinu vozila, već također prilagođava tu brzinu brzini vozila koje se kreću ispred njega – smanjivanjem ubrzanja ili čak samostalnim aktiviranjem kočnica. Vozač po želji podešava i brzinu i sigurnosnu udaljenost od vozila koje se kreće ispred njega, a system se ovisno o situaciji u prometu pridržava zadanih vrijednosti. Naročito na dugom putovanju i u vožnji u koloni sistem ACC osigurava ugodno putovanje bez stresa i izbjegava nepromišljenu sklonost prevelikog približavanja prethodnom vozilu. Kao i kod standardnih tempomata vozač naravno može u svako vrijeme preuzeti kontrolu nad ACC sistemom. Sustav ACC na raspolaganju je već u mnogim novim modelima osobnih vozila i kod većine klasa vozila se pojavljuje ne samo kao «ACC» već i pod oznakama kao što su « automatska regulacija udaljenosti» ili «Distrionic».

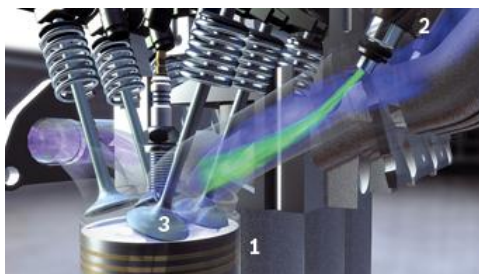


## Benzinski sustavi

Mi nudimo sisteme Motronic za višestruko ubrizgavanje i DI-Motronic sustave za direktno ubrizgavanje goriva. Kod oba sistema upravljanje ovisi o okretnom momentu. Sustav EGAS dopušta novi dizajn zbog elektroničke kontrole usisnog ventila.



## Višestruko ubrizgavanje



1 Klip motora, 2 Injektor, 3 Usisni ventil

### Višestruko ubrizgavanje: Način rada

U sistemu višestrukog ubrizgavanja smjesa goriva i zraka nastaje izvan cilindra motora u usisnom razvodniku.

Injektor (2) uštrcava gorivo u smjeru usisnog ventila (3). Kod usisnog takta klip se pomiče prema dolje te uvlači smjesu goriva i zraka preko otvorenog usisnog ventila u komoru za izgaranje. Injektori su takve veličine da su potrebe za gorivom uvijek zadovoljene, bez obzira na opterećenje i na brzinu motora.



## Injektori goriva



Injektor goriva EV 14

### Funkcija

Naši injektori goriva za benzinske motore najbolje su rješenje za ispunjavanje zahtjeva vrlo motora koje pokreće mješavina zraka i goriva. Novi injektor goriva EV 14 ne postavlja sam je i dostupan u tri različite duljine za instalaciju. Zbog svog iznimno kompaktnog dizajna m razvodnik goriva.



Tipovi injektora EV 14

### Karakteristike

- Povećani dinamički raspon toka (DFR)
- Tanki injektor
- Mogućnost odabira između tri duljine (dostupne su 3 duljine za instalaciju)
- Lagan (teži oko 25 g)



## Pumpe za gorivo unutar spremnika



### Funkcija

Pumpe za gorivo unutar spremnika služe za mjerenje količine goriva u rezervoaru i osiguravaju ujednačeno pumpanje odgovarajuće količine goriva u motor ili u skladu s potrebom. Ove pumpe za gorivo unutar spremnika sastoje se od električne pumpe za gorivo, filtera za gorivo, ventila za regulaciju pritiska goriva, senzora za nivo goriva u rezervoaru i spremnika za gorivo. Koriste se i u benzinskim i u dizelskim motorima



## Paljenje

Visokonaponski električni system za paljenje ne aktivira se mehanički već putem potpuno elektroničkog sistema. Na visokonaponskom električnom sistemu za paljenje stoga neće doći do habanja. Trenutak paljenja može se prilagoditi na različite načine. Kalem i za paljenje i dugovječne svjećice iz Boscha jgarantuju pouzdano paljenje mješavine zraka i goriva uz voltažu paljenja do 35.000 V.



## Direktno ubrizgavanje goriva



Direktno ubrizgavanje goriva: 3 Visokotlačna pumpa, 1 Vod za gorivo, 5 Injektori

Kod motora s direktnim ubrizgavanjem, mješavina zraka i goriva stvara se u samoj komori za izgaranje. Kod usisnog takta, kroz otvoreni usisni ventil uzima se samo zrak, a gorivo se posebnim injektorima pod visokim pritiskom ubrizgava u komoru za izgaranje. Tačno mjerenje, priprema i raspodjela zraka i ubrizganog goriva za svaki takt znači manju potrošnju goriva i smanjene emisije štetnih gasova.



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

## Kontrola prenosa

Mi razvijamo strategije prenosa brzina koje dopuštaju da se automatski prenos prilagodi načinu vožnje pojedinog vozača.

Cilj naših rješenja je pružanje najveće moguće udobnosti te omogućavanje brzog i glatkog mijenjanja brzina kao i najveće uštede goriva. Mi nudimo elektroničke i hidraulične komponente za postepeni automatski prenos, automatsko mijenjanje brzina i kontinuirano mijenjanje stepeni prenosa (CVT).



UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU  
SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj

## Funkcija start/stop

Naš novi sustav start/stop vožnju pretvara u čisto zadovoljstvo: pomaže Vam u zaštiti okoliša i štednji goriva, a u isto Vam vrijeme omogućava uživanje u čistom zadovoljstvu vožnje. Prilikom zaustavljanja vozila – na primjer kad je na semaforu crveno svjetlo – ova funkcija automatski isključuje motor i na taj način štedi gorivo. Bosch je razvio dva različita sustava za ovu funkciju – direktno startanje sa sustavom DI Motronic i sustav start/stop uz start/stop starterski motor.



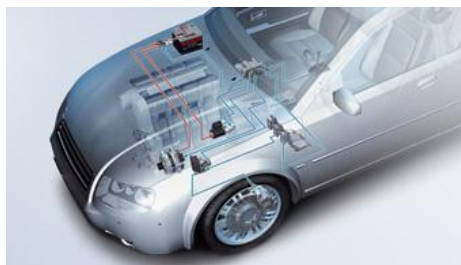


### Sistem start/stop

Sistem start/stop koji je razvio Bosch može smanjiti potrošnju goriva i emisiju CO<sub>2</sub> za 4 % u novom europskom ciklusu vožnje (NEDC) pa sve do 8 % u gradskom ciklusu.

Sistem start/stop sastoji se od startera s dugim vijekom trajanja, regulatorom motora s ugrađenim start/stop koordinatorom i senzorom koji izračunava trenutno i buduće stanje akumulatora. Kako komponente sustava nisu veće od uobičajenih komponenti, Boschov start/stop sustav se bez problema može ugraditi u gotovo svako vozilo.

Kada vozilo stane, motor se nakon nekoliko trenutaka isključuje. Električni potrošači unutar vozila se za vrijeme stajanja i dalje opskrbljuju strujom, a trenutna potrošnja energije se nagleda. Za nastavak vožnje dovoljno je pritisnuti kvačilo (ovisno o načinu upravljanja) kako bi se motor ponovno startao.



### Dizelski sustavi

Odjel dizelskih sistema kao tim od 52.000 dizelskih stručnjaka razvija, primjenjuje i proizvodi tehniku za proizvodnju čistih i štedljivijih vozila.

Svake sekunde novoregistrirani putnički automobili u zapadnoj Europi sada se opremaju dizelskim motorom. Kao vodeći dobavljač sistema ubrizgavanja dizela Bosch svojim kupcima nudi najbolje rješenje za svaki zahtjev: zahvaljujući modernim, brzim sistemima kojima upravljaju elektromagnetski ili piezo ventili postoje novi načini ubrizgavanja goriva. Tehnologija piezo ubrizgavanja nagrađena je 2005. godine njemačkom nagradom Budućnost koju je uručio njemački savezni predsjednik.



## Sistemi u osobnim automobilima

Pionirske ključne tehnologije iz Boscha znatno su doprinijele činjenici da ekonomičnost, male emisije i dinamična vožnja više nisu međusobno isključivi. Asortiman obuhvaća najnovije sisteme ubrizgavanja i startne sisteme kao i visokoučinkovitu opremu za filtriranje izduvnih gasova i sistem upravljanja



## Starterski sistemi

Sa starterskim sistemima iz Boscha, moderni dizelski motori čak se i brže pokreću, a istodobno proizvode manje buke i manje emisija. Naši novi niskonaponski sistemi savršeno usklađuju zagrijavanje sa zahtjevima motora. Zahvaljujući našem sistemu keramičkih žarnica DuraSpeed moguće je hladno paljenje slično onome koje ima otto-motor čak i kada su vanjske temperature minus 28° C. Uz optimalnu strategiju ubrizgavanja taj sistem u hladnim motorima postiže izvrsne radne karakteristike.







## Sistemi upravljanja

Bosch je prethodnik elektroničkog upravljanja motorom, kako za benzinske tako i za dizelske motore. Već je 1986. Bosch predstavio svoj elektronički upravljački uređaj EDC, sistem za elektroničko upravljanje motorom za motore s paljenjem pod pritiskom koji po prvi puta u jednom upravljačkom uređaju objedinjuju sve funkcije. On određuje najbolji proces ubrizgavanja te tako znatno pridonosi većoj ekonomičnosti i smanjenju emisija iz modernih dizelskih motora.



## Elektroničko upravljanje dizelom (EDC)

Elektroničko upravljanje dizelom (EDC) sistem je elektroničkog upravljanja motorom za dizelske motore. Bosch je predstavio prvi sistem ove vrste godine 1986. Sve kontrolne i upravljačke funkcije objedinjene su u jednom elektroničkom upravljačkom uređaju motora na koji su spojeni sistem ubrizgavanja te brojni senzori.

Boschevo elektroničko upravljanje dizelom u svakom trenutku rada motora omogućava savršenu kontrolu ubrizgavanja. On u stvarnom vremenu obrađuje podatke koje dobiva od senzora o temperaturama rashladne tekućine, o gorivu i stlačenom zraku kao i o trenutnoj brzini motora, položaju papučice za gas i dovodu zraka. Pomoću ovih vrijednosti EDC izračunava koji je najbolji način ubrizgavanja.

Povrh toga, EDC je preduslov za mnoge druge sisteme koji povećavaju prednosti dizelskog motora istodobno smanjujući emisije i potrošnju. Oni su, između ostalog, elektronička papučica za gas, automatska kontrola brzine (tempomat) ili regulacija praznog hoda motora za njegovu stalnu vrijednost. EDC dodatno omogućava ugrađenu dijagnostiku kao razmjenu podataka s drugim ugrađenim računalima kao što je to upravljački sustav za suvremeni automatski prijenos. Na taj način motor radi na okretajima koji su optimalni za potrošnju te istodobno omogućava dinamično mijenjanje brzina bez trzaja.







### Zatvaranje cilindra

Regulacijom motora mogu se zatvoriti pojedini cilindri za uštedu goriva i smanjenje emisija. U ove cilindre ne ubrizgava se gorivo, a kod benzinskog motora nema paljenja. Usisni i isduvni ventili zatvaraju se te tako nema gubitaka pri pumpanju. Zatvaranje cilindra u motoru riješeno je softverski pomoću upravljačkog uređaja (DI-, NG-, Motronic ili elektroničko upravljanje dizelom, EDC).



### Sustav common rail CRS

Bosch je prvi na svijetu počeo prodavati svoj sustav common rail godine 1997. Sustav je nazvan po zajedničkoj visokotlačnom vodu („Common Rail“), koji opskrbljuje sve cilindre gorivom i koji služi kao spremnik pritiska.

U usporedbi s drugim sistemima ubrizgavanja, generiranje pritiska i ubrizgavanje odvojeni su zahvaljujući tehnologiji common rail. Zasebna visokotlačna pumpa u vod konstantno dovodi gorivo. Kod drugih sistema direktnog ubrizgavanja dizela moraju za svako ubrizgavanje nanovo postići visoki pritisak goriva dok sistem common rail ima trajan dovod goriva pod pravim pritiskom čak i pri sporim brzinama motora.





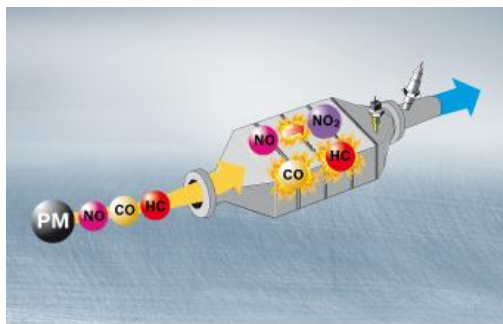
## Sistemi za obradu izduvnih gasova

Zahvaljujući sofisticiranoj Boschevoj tehnologiji obrade isduvnih gasova, moderna vozila s kompresijskim paljenjem udovoljavaju najstrožim graničnim vrijednostima za emisije. Uzmimo na primjer čestice čađe: standard o zagađenju EU4, kojega se od 2005. moraju pridržavati svi novi putnički automobili, propisuje da je najveća dozvoljena emisija 25 miligrama po kilometru. S filtrom za čestice vrijednost emisija gotovo je na nuli. Uz sistem Denoxtronic u kombinaciji s katalizatorom SCR, Bosch je osmislio učinkoviti koncept koji ispunjava i najstrože propise koji se tiču smanjenja NOx-a.



## Oksidacijski katalizator

Dizelski oksidacijski katalizator koji je već u serijskoj proizvodnji iz izduvnih gasova učinkovito uklanja djelomično oksidirani ugljik (ugljični monoksid CO) i nesagorjelu smjesu vodika i ugljika (HC). Masa emitiranih čestica također se smanjuje oksidacijom teških vodika i ugljika (HC) koji su kondenzirani na česticama čađe. Oksidacijski katalizatori smješteni su što je moguće bliže motoru kako bi što prije postigli temperaturu potrebnu za njihov pravilan rad (*light-off* temperatura).





*UNIVERZITET U ISTOČNOM SARAJEVU*  
**SAOBRAĆAJNI FAKULTET DOBOJ**  
Ul. Vojvode Mišića br.52 Doboj